



Universitat de Girona
Escola Politècnica Superior

MEMÒRIA I ANNEXES

Estudi: Enginyeria Tècnica Industrial Especialitat **Mecànica**

Títol:

**Disseny d'un banc d'assaig d'efectes diferits
en elements de formigó armat amb barres FRP**

Document: Memòria i Annexes

Alumne: Josep Manrique Salas

Tutors: Albert Turon Travessa i Cristina Miàs Oller
Dept: Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial
Àrea: Mecànica dels medis continus i teoria de les estructures

MEMÒRIA

ÍNDEX

1. Introducció	3
1.1. Autos de l'estudi	3
1.2. Antecedents	3
1.3. Objecte	3
1.4. Especificacions	4
1.4.1. Especificacions Màquines de compressió diferida	4
1.4.2. Especificacions Màquina de tracció diferida	6
1.4.3. Especificacions Assaig a flexió diferida	9
2. Descripcions generals	10
2.1. Descripció Màquina de compressió diferida	10
2.1.1. Funció	11
2.1.2. Estructura fixa	11
2.1.3. Conjunt cilindre	12
2.1.4. Elements de compressió proveta	13
2.1.5. Elements mòbils	15
2.1.6. Circuit hidràulic	16
2.2. Descripció Màquina de tracció diferida "solució hidràulica"	18
2.2.1. Funció	19
2.2.2. Bancada	20
2.2.3. Conjunt cilindres	21
2.2.4. Sistema d'elevació	22
2.2.5. Sistema de subjecció proveta	23
2.2.6. Sistema de centratge barra FRP	24
2.2.7. Sistema de calibratge	25
2.2.8. Caixa de protecció	26
2.2.9. Circuit hidràulic	26
2.3. Descripció Màquina de tracció diferida "amb palanca"	27
2.3.1. Funció	28
2.3.2. Bancada	29
2.3.3. Palanca	30
2.3.4. Sistema de pesos	30
2.3.5. Sistema de calibratge	30
2.3.6. Tirant de tracció	31
2.3.7. Biga superior	31
2.3.8. Protecció de seguretat	32
2.4. Descripció Assaig a flexió diferida	33
2.4.1. Funció	36
2.4.2. Bancada	37
2.4.3. Recolzaments	38
2.4.4. Elements de distribució	39
2.4.5. Acció de càrrega	40
2.4.6. Seguretat assaig	41
3. Resum del pressupost	42
4. Conclusions	43
5. Relació de documents	43

ANNEX A: MÀQUINA DE TRACCIÓ “HIDRÀULICA”		45
A.1. Càlculs biga birecolzada UPN120	3.3 i 3.4	45
A.2. Càlculs columna UPN140	1.1	47
A.3. Càlculs biga superior	1.6 i 1.7	52
A.4. Càlculs platina desmuntable	1.8	55
A.5. Càlculs recolzament massís de càrrega	1.5	58
A.6. Càlculs platina subjecció cilindres	3.1	60
A.7. Càlculs platina subjecció barra	3.2	65
ANNEX B: MÀQUINA DE TRACCIÓ “PALANCA”		70
B.1. Càlculs Palanca HEB160	7	70
B.2. Càlculs eix recolzament	13.2	72
B.3. Càlculs tirant de tracció	11	74
B.4. Càlculs biga superior	12	77
ANNEX C: MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA		80
C.1. Càlculs barra roscada i femelles	3,12 i 13	80
C.2. Càlculs platina inferior	2	84
C.3. Càlculs platina superior	7	89
ANNEX D: ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA		92
D.1. Càlculs recolzaments biga	2	92
D.2. Càlculs columna IPN160	1.2	94
ANNEX E: CÀLCULS HIDRÀULICS		97
E.1. Dimensionament cilindres tracció		97
E.2. Dimensionament cilindre compressió		104
E.3. Solució alternativa Tàndem (Visita UPC)		104
E.4. Disseny cilindre compressió Ø300	1	109
E.5. Circuit hidràulic		110
ANNEX F: Anclatges barra FRP		115
ANNEX G: Disseny efecte palanca		119
ANNEX H: Fitxes tècniques		121
H.1. Transductors de pressió		
H.1. Resina Epoxi		
H.2. Grua laboratori		
H.3. Cèl·lula de càrrega		
H.4. Vàlvula proporcional de control de pressió		
ANNEX I: Bibliografia		134

1. INTRODUCCIÓ

1.1. Autors de l'estudi

Aquest estudi ha estat realitzat per l'alumne Josep Manrique Salas de la Universitat de Girona amb la participació dels professors Cristina Miàs i Albert Turon, enginyers industrials.

La persona de contacte al Departament d'Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial ha estat el Sr. Albert Turon, amb qui s'han establert els límits de l'estudi i ha proporcionat les dades de partida.

1.2. Antecedents

Un dels materials estructurals més utilitzat a la construcció és el formigó armat amb barres d'acer. Existeixen alternatives a l'acer utilitzades sobretot per reforçar estructures en ambients corrosius i condicions ambientals especials, com és el cas dels materials compòsits de matriu polimèrica FRP (*Fiber Reinforced Polymer*) que presenten, entre d'altres avantatges, millor resistència a la corrosió i més resistència mecànica.

Un dels aspectes a conèixer pel disseny eficient d'estructures de formigó armat és el comportament a fluència del formigó, i per tant els efectes diferits que es produiran.

1.3. Objecte

L'objectiu d'aquest projecte és el disseny dels bancs d'assaig necessaris per poder realitzar tres assajos de fisuració i deformació diferida al laboratori de resistència de materials de la UdG sobre provetes i bigues de formigó armat amb FRP i estudiar-ne el comportament.

El primer assaig és el de fluència del formigó, on es sotmet una proveta a una compressió mantinguda en el temps. El segon assaig és un de tracció directa, on s'aplica una càrrega a tracció mantinguda en el temps en una proveta de formigó armat amb una barra FRP de reforç intern. El tercer és un assaig a flexió, on es carregarà una biga a flexió durant un període llarg de temps.

1.4. Especificacions

1.4.1. ESPECIFICACIONS MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA		
ESPECIFICACIONS INICIALS COMPRESSIÓ		Data inici: 3/3/08 Data signatura: 20/3/08
CONCEPTE	R /D	DESCRIPCIÓ
Funció	R	Comprimir una proveta de formigó armat amb barres FRP de forma diferida en el temps a una càrrega constant per poder controlar-ne la deformació.
Dimensions proveta	R	La proveta és un bloc de formigó armat amb secció circular de Ø200 mm com a màxim i de Longitud compresa entre 250 i 500 mm.
Força de compressió	D	S'ha fet una estimació inicial de comprimir a un màxim de 100 Tones.
Temps d'aplicació	R	La màquina ha de ser capaç d'aplicar una tracció constant durant 6 mesos
Moviment i inserció proveta	D	Només es disposa de la grua del laboratori i s'haurà de tenir en compte les seves limitacions de càrrega i dimensionals, així com les dimensions del propi laboratori.
Alçada variable	R	Es requereix que la màquina estigui capacitada per comprimir provetes de diferents longituds, i si pot ser dues provetes alhora. Així doncs ha de tenir algun tipus de mecanisme que li permeti variar l'alçada dels plans de compressió.
Acondicionament instrumentació	D	Només es demana estudiar l'acondicionament de les galgues extensiomètriques en cas que influeixi en el disseny de la màquina.
Manteniment	R	Control de pèrdues hidràuliques en tubs, vàlvules, acumuladors i cilindres. Supervisió de nivell d'oli hidràulic del dipòsit.
Dimensions màquina	R	Comptant que es puguin assajar dues provetes de formigó a la mateixa màquina amb una sola màquina se'n fa prou. Per tant, com que no hi ha problemes d'espai en aquest cas, les dimensions són lliures.
Subministrament elèctric	R	El motor-bomba requereix una alimentació trifàsica de 380V ~ , una electrovàlvula i un transductor 220V~. Es permeten caigudes puntuals de la xarxa elèctrica.
<i>R : Requeriment obligatori</i> <i>D : requeriment Desitjable</i>		

Protecció de seguretat	D	Si es creu convenient la màquina ha de disposar d'un sistema de protecció per evitar danys personals en el moment d'aproximació de la tija al bloc de formigó.
Tub cilindre flexible	R	Com que la màquina comprèn provetes de diferents alçades s'haurà de disposar d' un tub hidràulic flexible de 150 Kg/cm^2 mínim.
Desplaçament màquina	D	Es proposa estudiar l'alternativa que la màquina pugui desplaçar-se gràcies a la instal·lació de rodes directrius a la base.
Elements de contacte proveta	R	Les provetes rebran un tractament de refractat a les bases o plans de compressió per aconseguir una disminució de rugositat del formigó, per tant els elements de contacte amb la proveta també hauran de ser llisos.
Acondicionament instrumentació *	R	S'ha de tenir en compte que totes les provetes contenen una galga extensiomètrica disposada al seu interior, el cablejat de la qual es troba a un màxim de 5 mm de la tangent de la cara cilíndrica. Per tant l'element central ha de disposar d'un ranurat per poder-hi passar el cablejat.
Vida útil	D	15 anys
Cost màxim	D	4000 €
R : Requeriment obligatori D : requeriment Desitjable		

AMPLIACIÓ I MODIFICACIÓ ESPECIFICACIONS COMPRESSIÓ		
Força de compressió * (12/7/08)	D	L' estimació inicial de comprimir a un màxim de 100 Tones ja està bé, però com que serà necessari dissenyar un cilindre a mida que encarirà molt el cost final seria desitjable tenir una solució alternativa amb la màxima capacitat que es podria tenir si s'utilitzés un cilindre estàndard.
R : Requeriment obligatori D : requeriment Desitjable		

1.4.2.ESPECIFICACIONS MÀQUINES DE TRACCIÓ DIFERIDA		
ESPECIFICACIONS INICIALS TRACCIÓ		Data inici: 3/3/08 Data signatura: 20/3/08
CONCEPTE	R /D	DESCRIPCIÓ
Funció	R	Traccionar una proveta de formigó armat amb una barra de material FRP de forma diferida en el temps a una càrrega constant per poder controlar-ne la deformació.
Dimensions proveta	R	La proveta consta d'un bloc de formigó de $200 \times 200 \times 1300 \text{ mm}^3$ i una barra FRP centrada de $\varnothing 16$ la longitud de la qual no dependrà del disseny.
Força Tracció *	D	S'ha fet una estimació inicial de traccionar un màxim de 40 Tones.
Solució amb palanca	R	Es demana estudiar l'alternativa de carregar la proveta amb l'acció d'una palanca.
Temps d'aplicació	R	La màquina ha de ser capaç d'aplicar una tracció constant durant 6 mesos
Subjecció proveta	R	S'ha de dissenyar un sistema de sujecció per les barres FRP de $\varnothing 16$.
Sistema de calibratge *	R	La màquina haurà de disposar d'un sistema de calibratge per verificar la correcta relació entre pressió hidràulica i càrrega real de tracció.
Freqüència de calibratge	D	S'ha decidit que com que els assaigs durant bastant de temps es porti a terme un calibratge de càrrega abans de cada assaig.
Moviment i inserció proveta	D	Només es disposa de la grua del laboratori i s'haurà de tenir en compte les seves limitacions de càrrega i dimensionals, així com les dimensions del propi laboratori (fitxa als annexes).
Acondicionament instrumentació	D	Només es demana estudiar l'acondicionament de les galgues extensiomètriques en cas que influeixi en el disseny de la màquina.
Protecció de seguretat	R	La màquina ha de disposar d'una caixa de protecció per evitar que la proveta caigui degut a una ruptura en la zona superior de la barra FRP.
Manteniment	R	Control de pèrdues hidràuliques en tubs, vàlvules, acumuladors i cilindres. Supervisió de nivell d'oli hidràulic del dipòsit.
Dimensions màquina	R	Comptant que s'haurà de tenir 3 màquines de tracció i 1 de compressió disposarem d' $1 \times 1,5 \text{ m}^2$.
Subministre elèctric	R	El motor-bomba requereix una alimentació trifàsica de 380V ~, una electrovàlvula i dos transductors 220V~. Es permeten caigudes puntuals de la xarxa elèctrica.
R : Requeriment obligatori D : requeriment Desitjable		

Senyals i control	D	La màquina constarà d'un control elèctric simple de dos botons polsadors per traccionar i comprimir. No calen indicatius lluminosos. També haurà de tenir un sistema de descàrrega hidràulica per si en cas d'averia es vol descarregar el circuit manualment. Inclourà almenys un manòmetre de pressió relativa.
Sistema d'elevació	R	Es requereix un sistema senzill per poder baixar el conjunt de cilindres a l'hora de col·locar la proveta a la bancada. Si cal, el mecanisme l'accionaran dues persones.
Tubs cilindres flexibles	R	Al dotar el conjunt de cilindres d'un sistema d'elevació necessitarem almenys un tub hidràulic flexible que suporti un mínim de 150 Kg/cm^2 .
Acondicionament instrumentació *	R	Amb la solució donada l'acondicionament de la instrumentació no afecta en res el disseny de la màquina, per tant no caldrà estudiar-lo.
Vida útil	D	15 anys
Cost màxim	D	4750 €
R : Requeriment obligatori D : requeriment Desitjable		

AMPLIACIÓ I MODIFICACIÓ ESPECIFICACIONS TRACCIÓ		
Biga desmuntable (24/4/08)	R	Com ja s'ha dit al laboratori es vol passar amb la grua que hi ha. Això obliga a dissenyar la biga superior anterior de manera es pugui desmuntar a l'hora de col·locar la proveta.
Tubs cilindres flexibles (24/4/08)	R	Al dotar el conjunt de cilindres d'un sistema d'elevació es necessitarà almenys un tub hidràulic flexible que suport i un mínim de 150 Kg/cm^2 .
Sistema de calibratge ' (modificació) (19/5/08)	D	Com que la cèl·lula de càrrega és molt cara hem de tenir en compte que a l'hora de dissenyar el sistema de calibratge ens ha de servir una sola cèl·lula per les tres màquines de tracció.
Força Tracció ' (modificació) (19/5/08)	R	S'ha fet un assaig de ruptura al laboratori a una proveta de formigó amb barra FRP similar a la de l'assajar i s'ha vist que la tensió de ruptura s'assoleix mes o menys amb 7 Tones. Així doncs es redimensiona la capacitat de la màquina i de manera que la bancada suporti 8 Tones. La vàlvula de descàrrega del sistema hidràulic haurà d'obrir quan s'assoleixin 7 Tones.
Acondicionament instrumentació ' (19/5/08)	R	A la solució l'acondicionament de la instrumentació no afecta en res el disseny de la màquina, per tant no caldrà estudiar-lo.
R : Requeriment obligatori D : requeriment Desitjable		

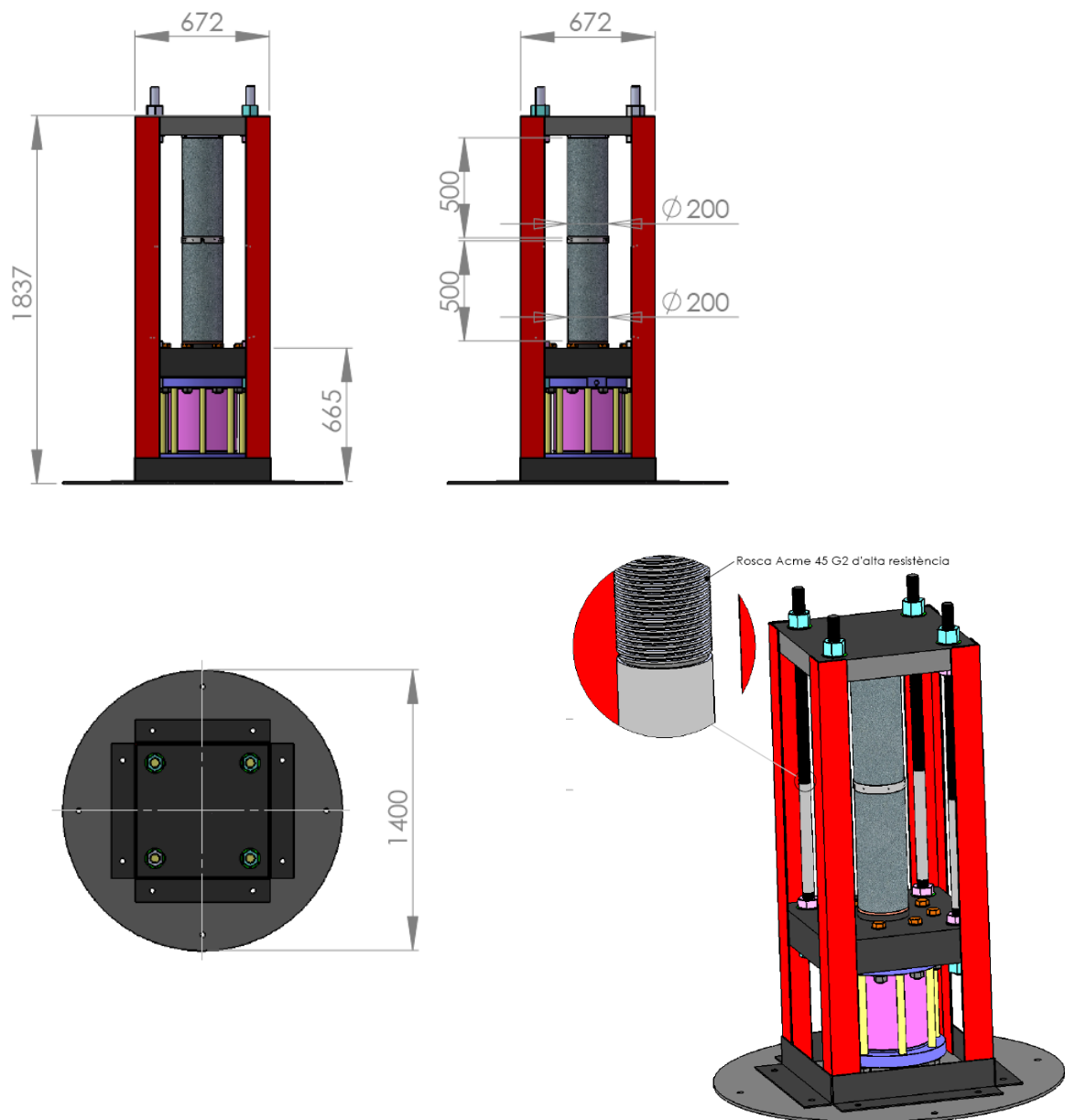
1.4.3. ESPECIFICACIONS ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA		
ESPECIFICACIONS INICIALS FLEXIÓ		Data inici: 3/3/08 Data signatura: 20/3/08
CONCEPTE	R / D	DESCRIPCIÓ
Funció	R	Carregar una biga de formigó armat amb barres FRP a flexió simple i de manera diferida per poder observar el comportament o les variacions de deformació que pateix la biga a mida que passa el temps.
Dimensions biga	R	192x228x2250 mm
Magnitud de la àrrega	R	La càrrega seran 3 <i>Tones</i> .
Aplicació de la càrrega	D	La càrrega haurà d'estar distribuïda al llarg de la longitud de la biga. Es proposa dissenyar un sistema per penjar el pes, tot i que no es descarta l'opció de carregar el pes sobre la biga directament.
Recolzaments biga	R	La biga ha d'estar birecolzada pels extrems i al ser un assaig de flexió simple s'ha d'assegurar la llibertat en el moviment transversal de la biga.
Càrrega de la biga	R	La biga ha d'estar a una alçada que permeti la col·locació de la càrrega amb la grua que hi ha al laboratori de resistència de materials.
Acondicionament instrumentació	D	Es demana estudiar l'acondicionament de les galgues extensiomètriques només en el cas que influeixi en el disseny de l'assaig.
Seguretat	R	El disseny de l'assaig haurà de garantir que no es puguin produir danys personals causats per la caiguda de la càrrega.
Vida útil	D	20 anys
Cost màxim	D	1500 €
<i>R : Requeriment obligatori</i> <i>D : requeriment Desitjable</i>		

2. DESCRIPCIONS GENERALS

2.1. DESCRIPCIÓ MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA

S'ha dissenyat una màquina capaç de comprimir provetes de formigó armat amb barres de material FRP i estudiar-ne el comportament. El circuit hidràulic de la màquina ha estat dissenyat per mantenir aquesta càrrega de compressió constant de manera diferida.

La màquina està formada per una estructura fixa, una platina inferior, un cilindre hidràulic de $\varnothing 300\text{ mm}$ la brida del qual va collada a l'anterior platina, una platina superior, quatre barres de rosca acme d'alta resistència, 8 femelles de potència, 8 femelles de regulació que permeten anivellar i variar la distància entre les dues platines, tres elements circulars de compressió, un transductor de pressió amb funcions de mínima i màxima, un acumulador, una electrovàlvula de comandament, un dipòsit d'oli i una bomba amb accionament elèctric que necessita ser alimentada per corrent alterna de $380\text{V}\sim$, permetent caigudes puntuals de subministrament elèctric.



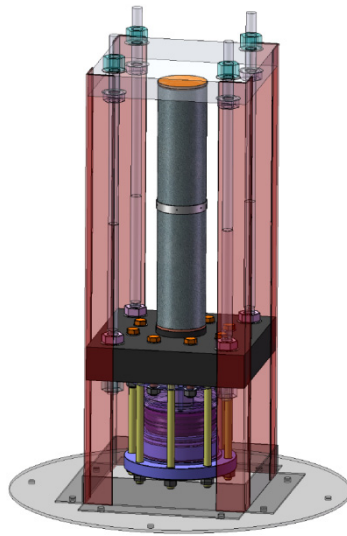
MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA

Per portar a terme totes les especificacions de la màquina de compressió diferida hem decidit un disseny que comporta les solucions tècniques següents:

2.1.1. Funció

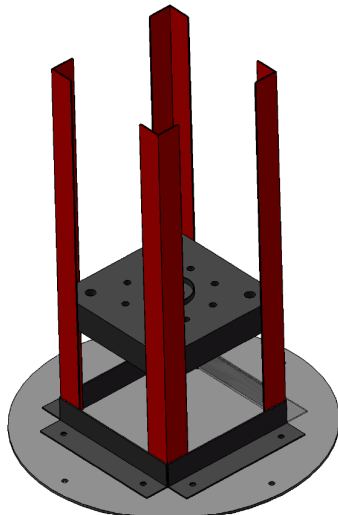
La funció d'aquesta màquina és comprimir de manera diferida una o dues provetes formades per un bloc de formigó armat amb secció circular de $\varnothing 200\text{ mm}$ i de Longitud compresa entre 250 i 500 mm .

Aquesta compressió ha de satisfer el rang de 0 fins a 318 Kg/cm^2 i serà aplicada de manera diferida i constant per poder fer controls de deformació de la proveta.



2.1.2. Estructura fixa

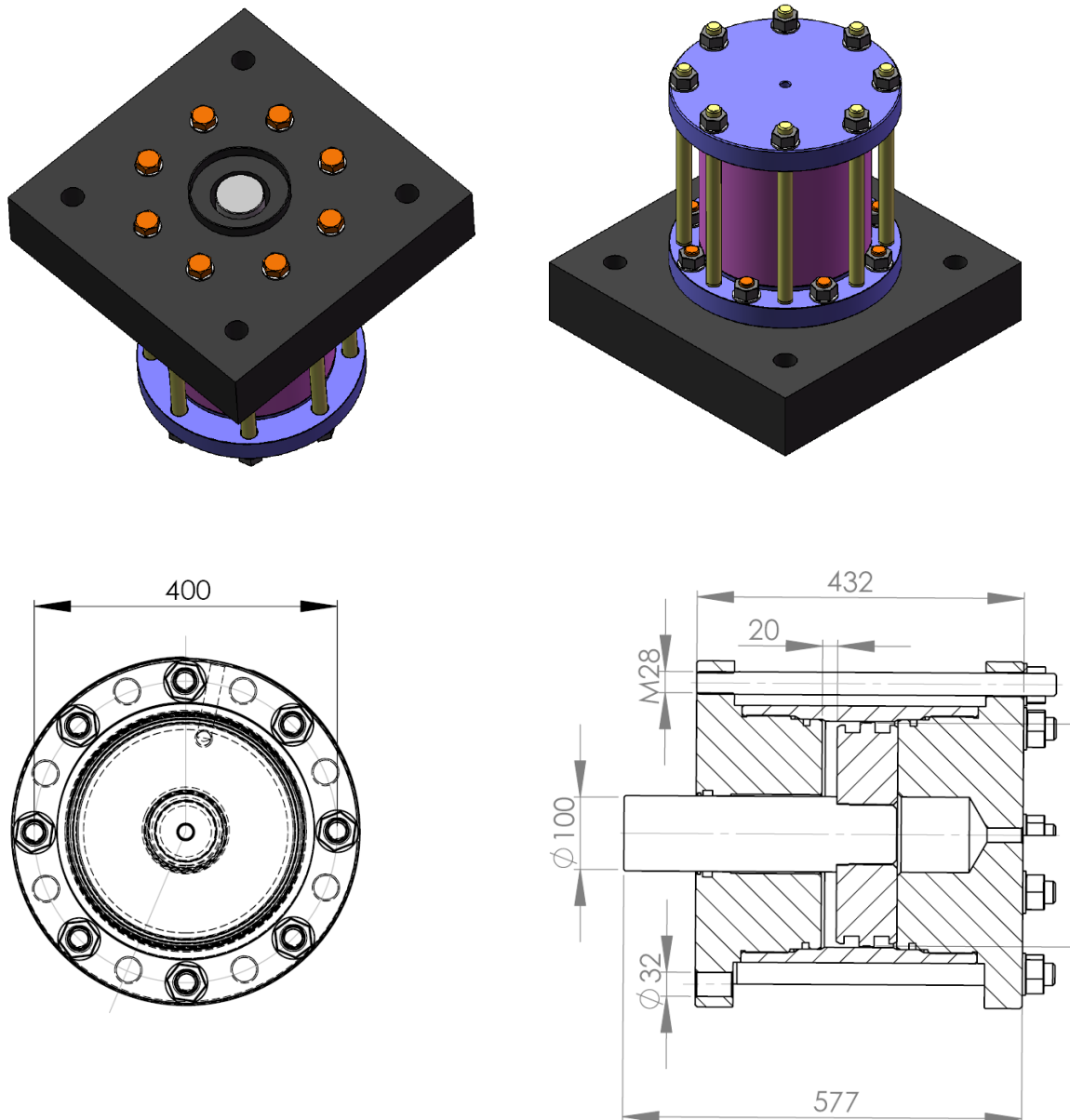
Està formada per una base circular pensada per collar la màquina a terra, quatre perfils L que serviran per soldar-hi la platina inferior i guiar-ne la superior i la mateixa platina inferior. Aquesta última s'ha dissenyat per collar-hi la brida del cilindre de compressió. Tots els elements de la bancada esta units per soldadura.



2.1.3. Conjunt cilindre

L'element principal és un cilindre hidràulic que amb $\varnothing 300\text{ mm}$ a la superfície hidràulica i una carrera de 20 mm. Té capacitat per generar 100 Tones. S'ha hagut de dissenyar en cooperació amb l'empresa d'hidràulica Fluidtechnik, per manca de cilindres estandaritzats amb tanta secció hidràulica (disseny detallat al document nº2 Plànols). També forma part d'aquest conjunt la platina inferior esmentada en l'apartat anterior, que està mecanitzada per poder collar-hi la brida del cilindre i permetre que el vàsteg de l'actuador l'atravessi de manera concèntrica.

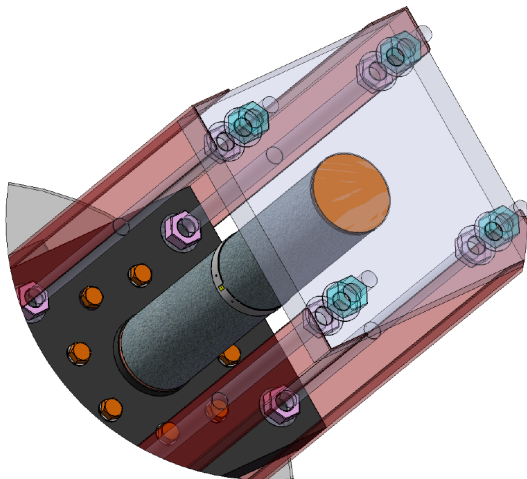
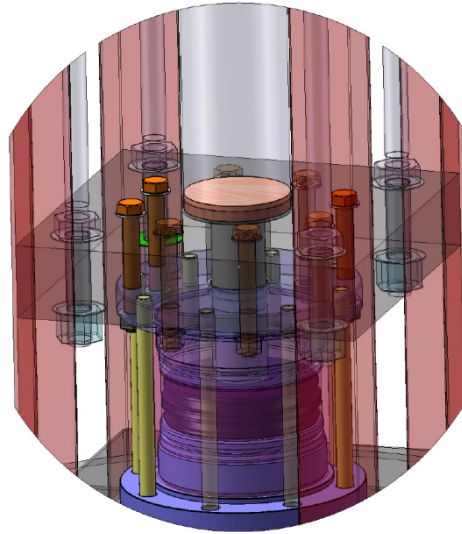
Cal dir que s'ha proposat una solució alternativa (detallada a l'annex Hidràulica) per satisfer la demanda del peticionari, en la que s'utilitza un altre tipus de cilindre (cilindre Tàndem) més econòmic que aconsegueix una càrrega d'unes 45 Tones.



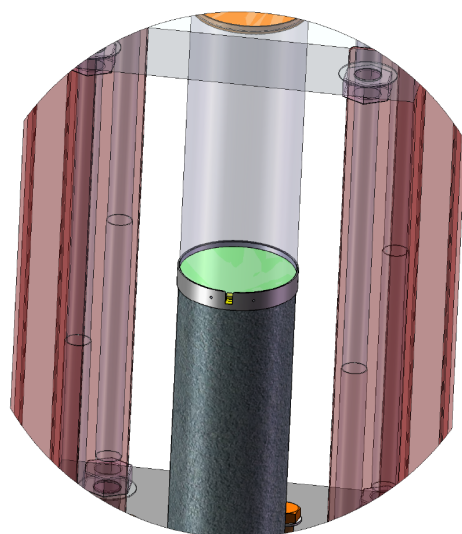
2.1.4. Elements de compressió proveta

Són tres platines d'acer de secció circular similar a la proveta que suporten la càrrega de compressió:

La primera, que s'anomena element superior, aplaca entre el pla refractat de la proveta de formigó i la platina superior .



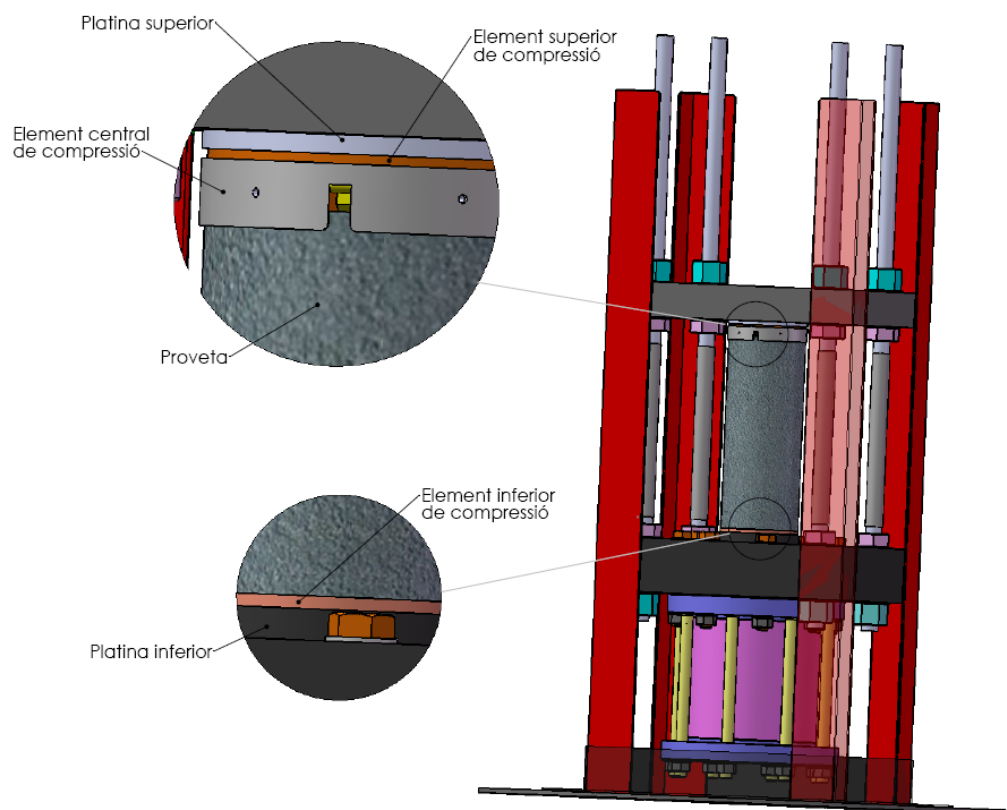
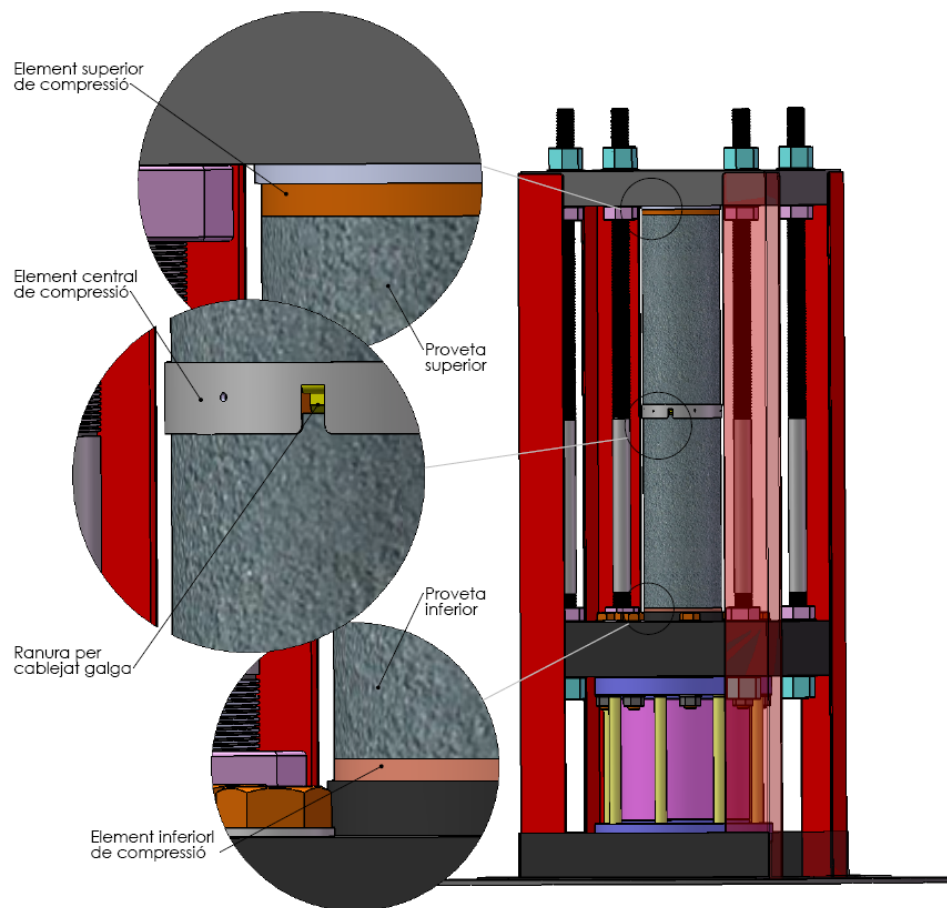
La segona, que s'anomena element inferior, reposa sobre la platina inferior i té la funció de transmetre la càrrega del vàsteg a la base inferior refractada de formigó.



La tercera, que s'anomena element central, està dissenyada per poder col·locar-se entre mig de dues provetes en cas d'assajar-ne dues alhora i per col·locar-la entre la proveta i l'element superior en cas d'assajar una sola proveta.

Aquest element, a diferència dels dos anterior, té mecanitzades unes ranures per poder treure el cablejat de la galga extensiomètrica que hi ha dins de la proveta.

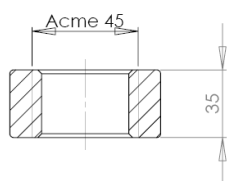
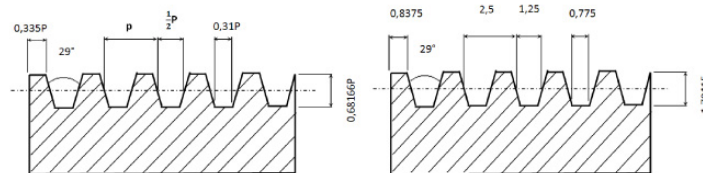
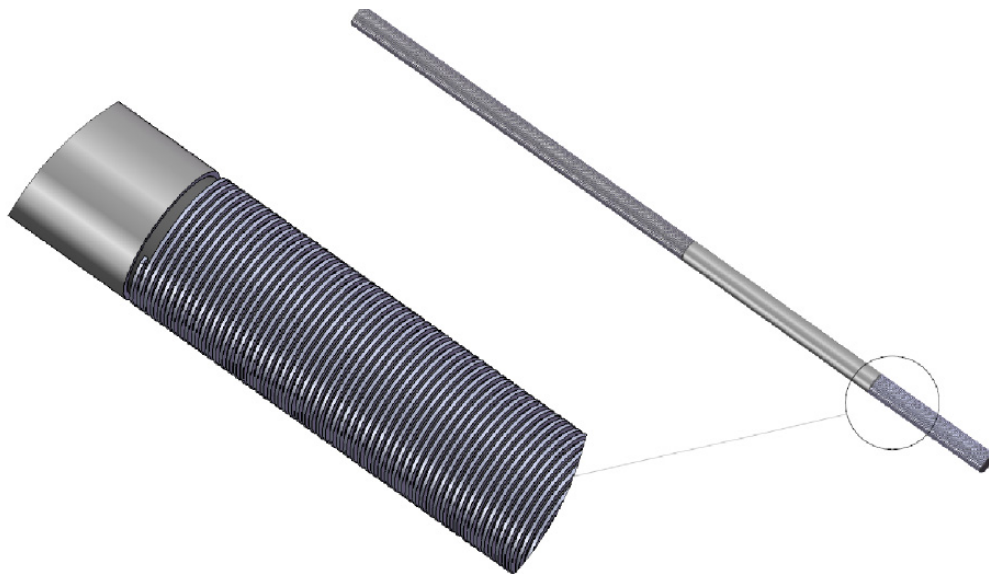
A la pàgina següent s'ha representat els detalls de realitzar l'assaig amb una sola proveta i realitzar-lo amb dues.



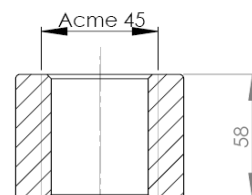
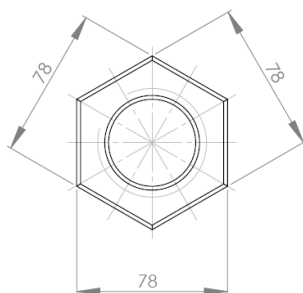
2.1.5. Elements mòbils

Es tracta d'una platina superior guiada pels perfils L descrits a l'apartat d'estructura fixa i que es pot desplaçar gràcies a quatre barres roscades i 4 femelles de desplaçament, variant la distància que hi ha entre les dues platines (podem veure el funcionament en les representacions anteriors).

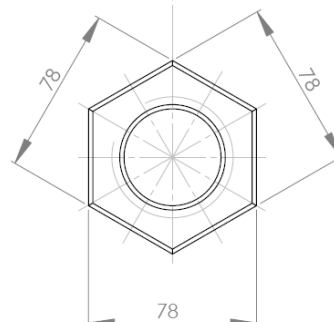
Les barres roscades tenen una rosca acme d'alta resistència per suportar la càrrega de tracció a la que estan sotmeses durant l'assaig.



Femella desplaçament



Femella de potència

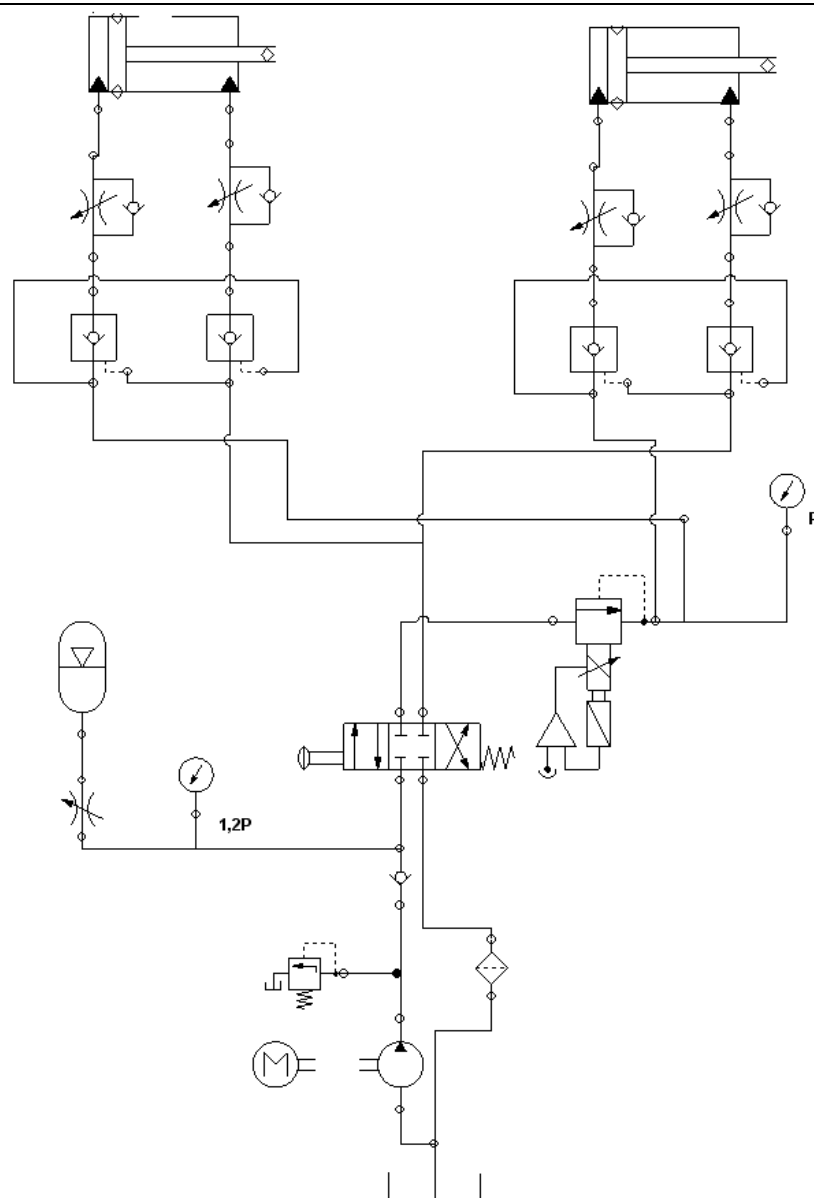


2.1.6. Circuit hidràulic

Degut a la complexitat de posada a punt d'aquest tipus de circuits, el circuit l'haurà de decidir l'empresa d'instal·lacions hidràuliques que realitzi la instal·lació. S'han trobat dues solucions de circuit detallades a l'annex Hidràulica, i consten dels següents elements:

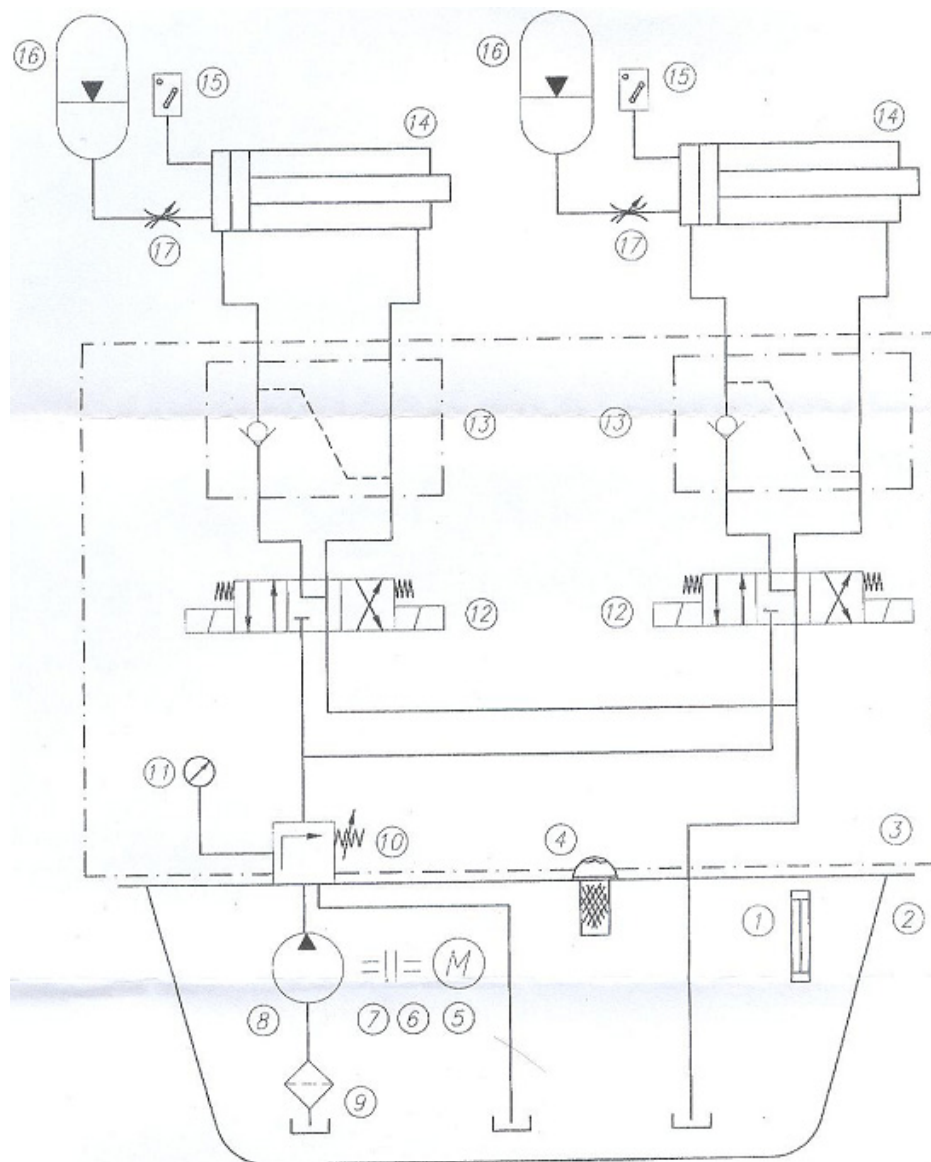
El circuit hidràulic està pensat per transmetre al cilindre de $\varnothing 300\text{ mm}$ una pressió constant, independentment de les pèrdues hidràuliques que es puguin produir i de la deformació que pugui patir la proveta. Aquest circuit consta d'un cilindre, un acumulador de pressió, un transductor electrònic de pressió o vàlvula proporcional de regulació de pressió (depenent del sistema que esculli la empresa instal·ladora), una electrovàlvula de comandament, dues mànegues flexibles de pressió mínima 150 Kg/cm^2 , un grup motor-bomba elèctric i un dipòsit que conté un filtre d'aspiració, un visor de nivell i un termòmetre.

CIRCUIT 1 (amb vàlvula proporcional de regulació de pressió)



El funcionament el tenim detallat a l'annex Hidràulica.

CIRCUIT 2 (amb sistema de transductor i acumulador)



El funcionament el tenim detallat a l'annex Hidràulica.

Cal aclarir que el circuit representat als esquemes té dos cilindres perquè representa el circuit hidràulic de la màquina de tracció detallada a l'apartat 2.2. Això és degut a que el circuit és idèntic en els dos cilindres, i simplement s'utilitza un sol dels cilindres, mantenint tot el que hi ha representat a nivell del dipòsit.

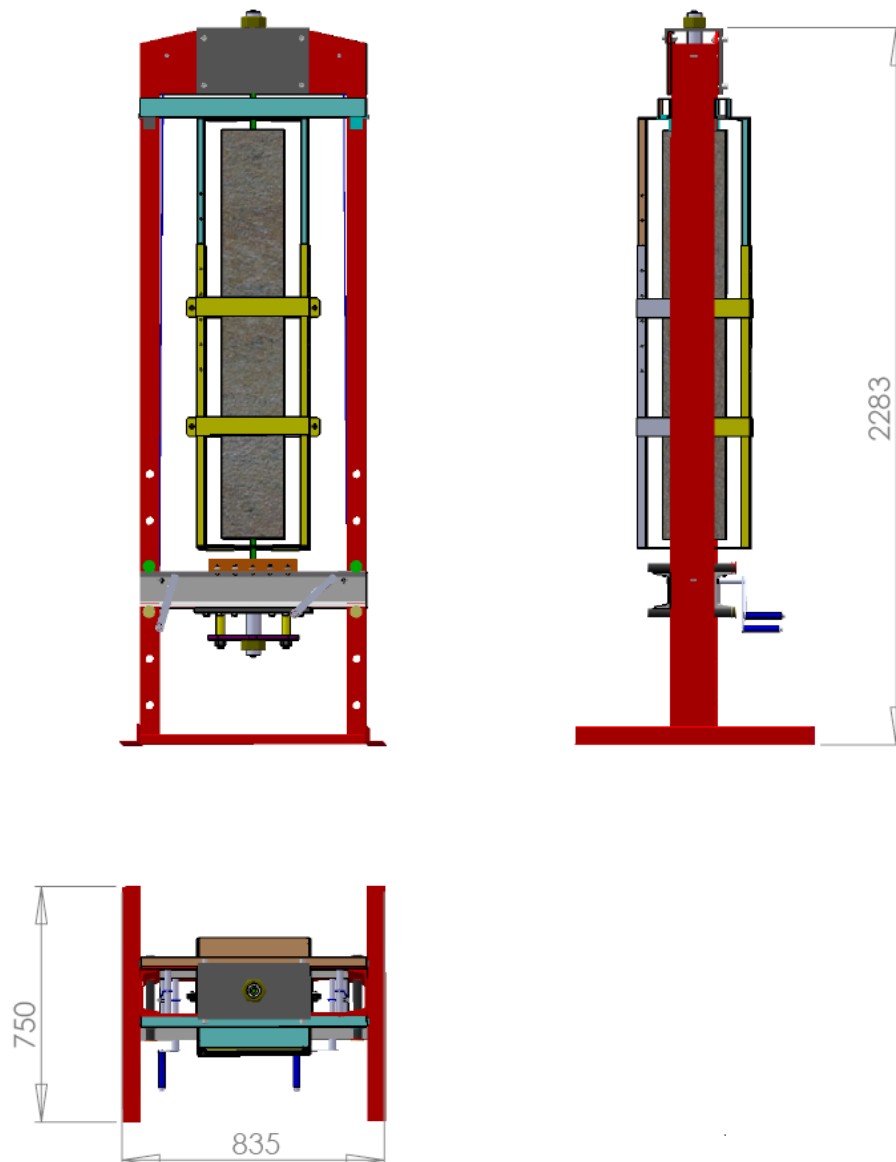
També cal dir que a la solució alternativa proposada (detallada a l'annex Hidràulica) per satisfer la demanda del peticionari, en la que s'utilitza un altre tipus de cilindre (cilindre Tàndem) més econòmic, tota la resta d'elements del circuit hidràulic poden ser els mateixos, exceptuant que en comptes d'haver-hi dues mànegues de pressió flexibles n'hi haurà quatre (perquè el muntatge tàndem són realment dos cilindres disposats un sobre l'altre).

2.2. DESCRIPCIÓ MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “HIDRÀULICA”

Es projecta una màquina capaç de traccionar una barra de material FRP que forma part d'una proveta de formigó i FRP, per estudiar-ne el seu comportament. El disseny del circuit hidràulic de la màquina està pensat per mantenir aquesta tracció diferida durant 8 mesos.

La màquina està formada d'una bancada o estructura fixa dissenyada per poder inserir la proveta per la part anterior, d'una platina desmuntable a la part superior, d'un conjunt de cilindres equipat amb un sistema d'elevació manual, d'un circuit hidràulic equipat amb transductors i acumuladors, d'un sistema de subjecció de proveta per mitjà de resina epoxi i d'una caixa protectora per evitar danys personals i mecànics en cas de ruptura de proveta.

La màquina és alimentada per corrent alterna de 380V~ pel motor-bomba i per 220V~ per electrovàlvula i transductors, permetent caigudes puntuals de subministrament elèctric.



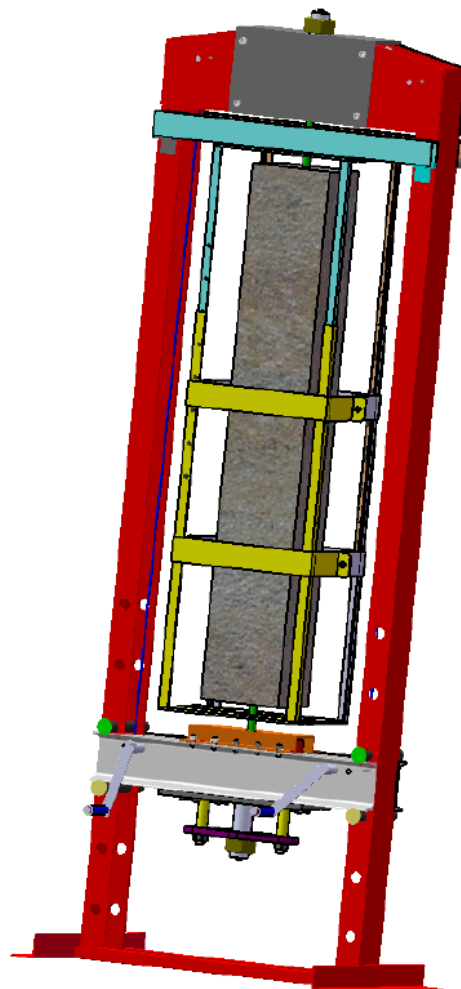
MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “HIDRÀULICA”

Per poder satisfer totes les especificacions de la màquina de tracció diferida s’ha decidit les següents solucions tècniques:

2.2.1. Funció

La funció d'aquesta màquina és traccionar una proveta formada per una barra de $\varnothing 16$ de material FRP que alhora és concèntrica a un cub allargat de formigó de $200 \times 200 \times 1300 \text{ mm}^3$.

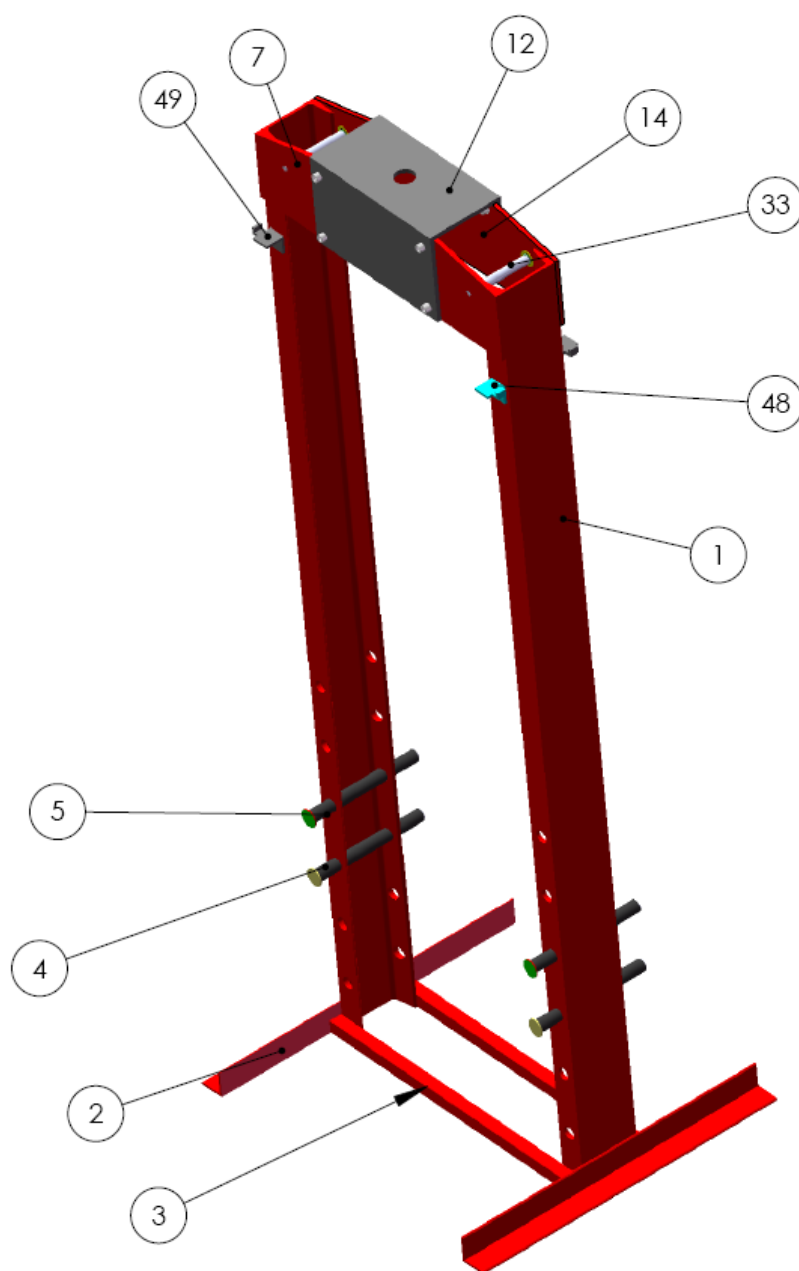
Aquesta tracció ha de satisfer el rang de 0 fins a 3500 Kg/cm^2 i serà aplicada de manera diferida i constant per poder fer controls de deformació de la proveta. Amb el tipus de proveta que hem d’assajar la càrrega màxima que farà la màquina serà de 7 Tones (ruptura FRP).



2.2.2. Bancada

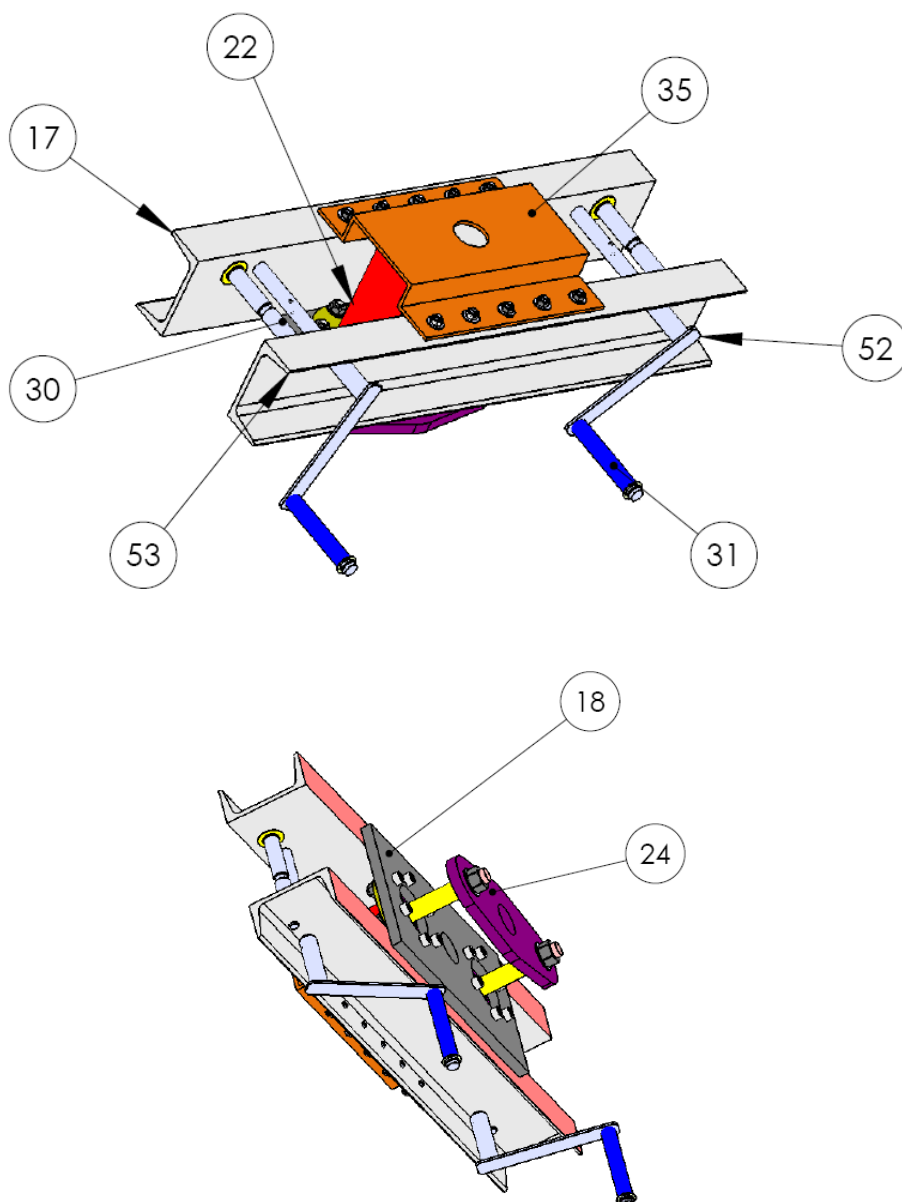
És una estructura fixa on la major part dels elements van soldats, exceptuant la platina superior de subjecció de proveta i els dos eixos superiors del sistema d'elevació que es comentarà a l'apartat 2.2.4.

A la base es troben uns perfils L (2) que fan la funció de peu de bancada, reforçant la seva unió a les columnes amb dos tubs quadrats (3). Les columnes (1) són dos UPN140 que a més de fer de recolzament a les bigues superiors, disposen de forats als àlebs que permeten enclavar a diferents nivells el conjunt de cilindres. L'estructura també disposa de quatre suports (48 i 49) per poder-hi recolzar la caixa protectora de proveta, la qual es detalla a l'apartat 2.2.8, de manera que caixa i proveta quedin centrades. Per últim, a la part superior trobem una biga posterior (14) i una anterior (7). Aquesta última ha estat modificada per poder-hi insertar la proveta per la part davantera, de manera que s'ha tallat la biga per la part central i s'ha preparat una biga desmuntable (12) que es muntarà un cop col·locada la proveta a la bancada.



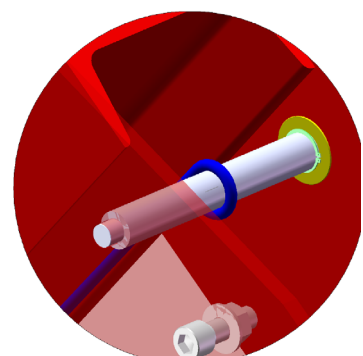
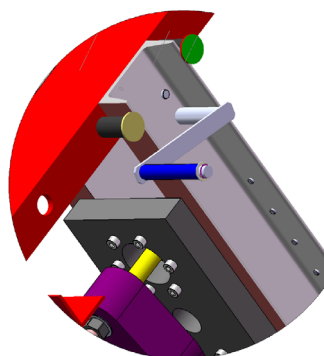
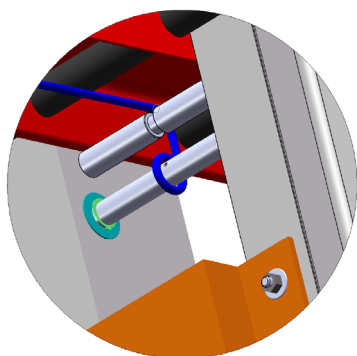
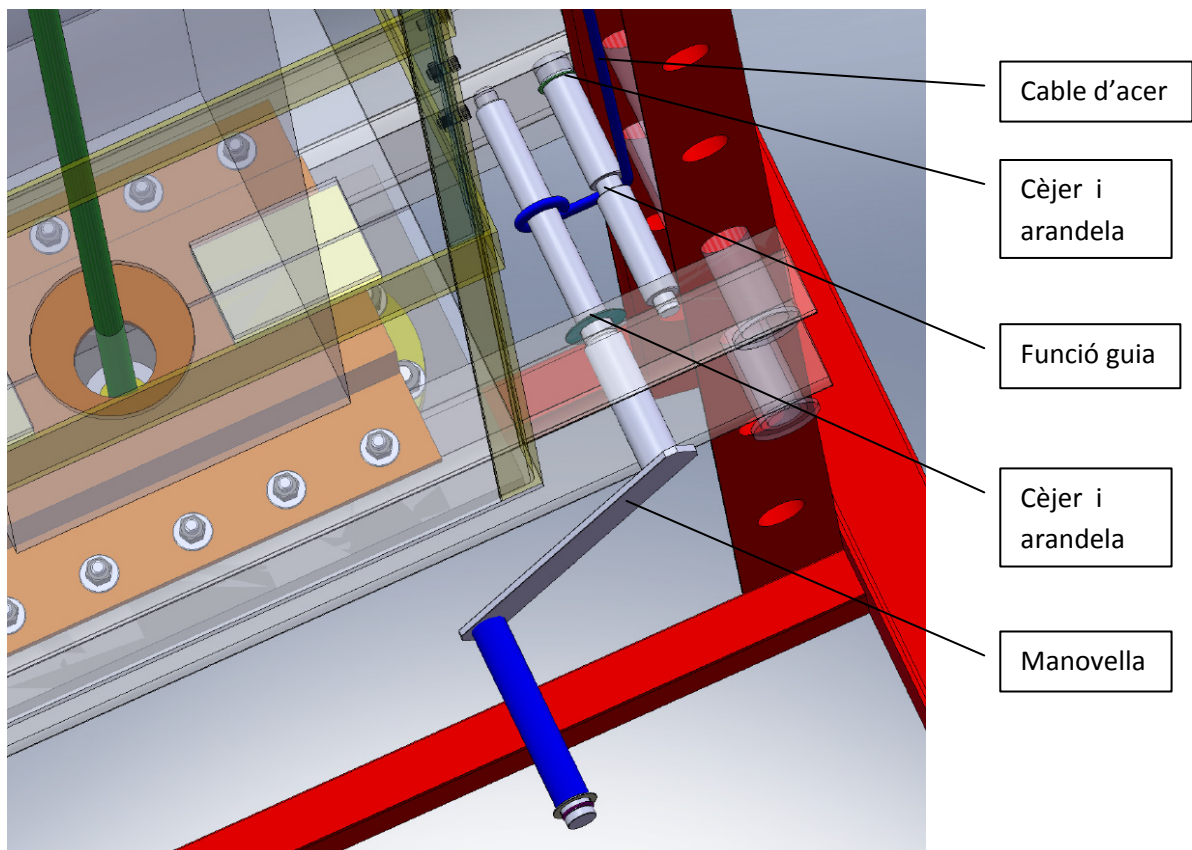
2.2.3. Conjunt de cilindres

El conjunt de cilindres està format per dos bigues UPN120 birecolzades (17 i 53) sobre uns rodons massissos en cas que s'apliqui la càrrega de tracció i birecolzades per uns tubs rodons quan no hi ha càrrega i només descansa el propi pes del conjunt de cilindres. Sobre aquestes bigues UPN hi ha soldada la platina de subjecció dels cilindres (18), que a part dels 16 forats necessaris per collar les brides dels dos actuadors i 1 forat per cada respectiva tija, consta d'un forat central per poder-hi passar de manera concèntrica la barra FRP. Després hi ha la platina de subjecció de proveta (24), que té un forat al centre per poder passar el tub de subjecció de proveta i dos forats concèntrics a les dues tiges dels actuadors. Finalment entre les dues bigues hi ha dues manovelles (52) que formen part del sistema d'elevació i dos eixos de reforç (30) per evitar moviment lateral del conjunt de cilindres i que alhora serveixen de guia del cable d'acer del sistema d'elevació. Per últim hi ha els dos cilindres (22) de Ø100 i una carrera de 200 mm, dues femelles per collar les tiges, 16 cargols/femelles/arandelas per collar les brides i 4 cèjers/arandelas per enclavar transversalment els quatre eixos.



2.2.4. Sistema d'elevació

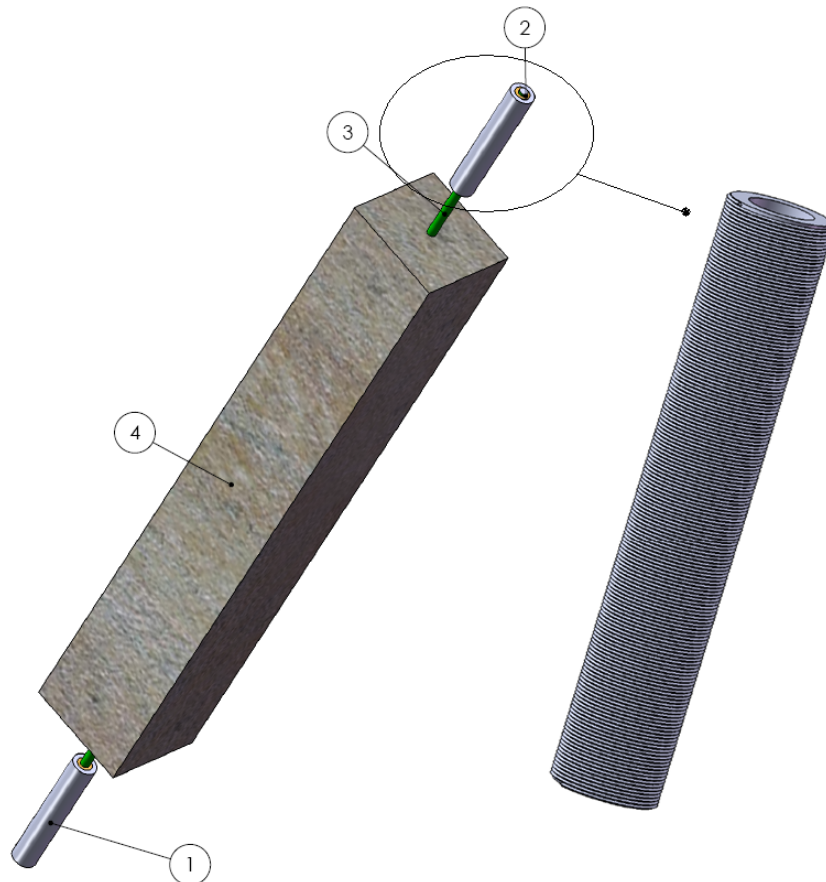
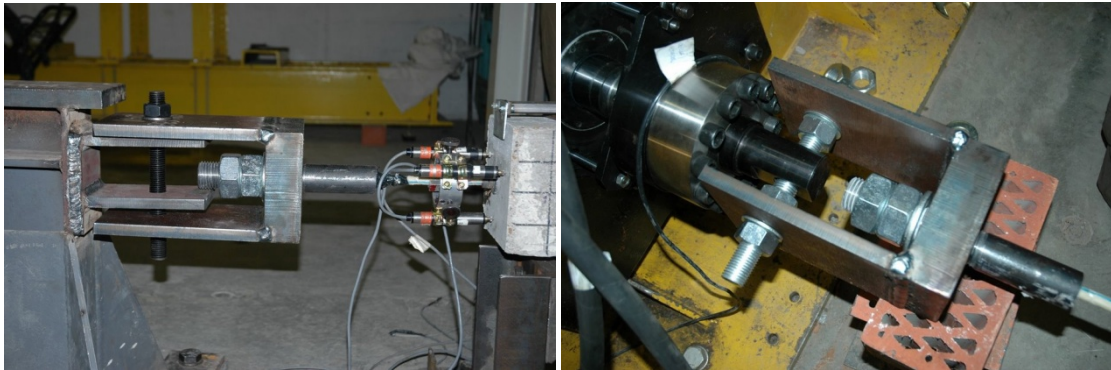
Degut a les limitacions d'alçada que planteja la grua que hi ha al laboratori s'ha decidit dissenyar un sistema d'elevació que permet pujar i baixar el conjunt de cilindres, reduint així l'alçada a que hem d'aixecar la proveta en el moment de la inserció. Aquest sistema havia de ser el més senzill possible per reduir els costos i s'ha decidit un mecanisme que han d'accionar dues persones. La major part dels elements d'aquest mecanisme ja han quedat descrits anteriorment, són dos eixos superiors d'on pegen dos cables d'acer, dos eixos inferiors que fan de guia per que el cable faci la mínima diagonal possible i dos manovelles l'eix de les quals transmet el parell als cables d'acer i alhora els enrotlla.



2.2.5. Sistema de subjecció proveta

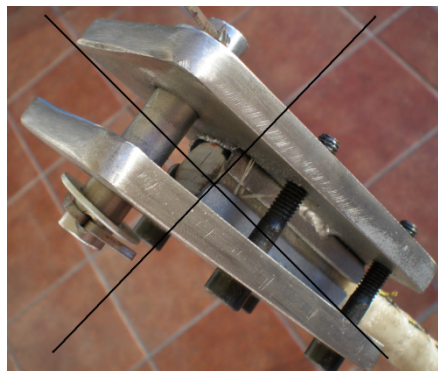
Les proves realitzades al laboratori i al taller reflexades a l'annex Anclatge barra FRP han fet descartar el disseny d'un mecanisme que comprimis la barra radialment perquè la secció queda desfilada.

Finalment i gràcies a les proves realitzades s'ha escollit un sistema simple de subjecció de la barra FRP al tub de subjecció amb resina epoxi, sense que ni tan sols sigui necessari mecanitzar la cara interior del tub de subjecció per augmentar la fricció amb la resina. S'ha decidit una alçada de tub de subjecció i per tant una alçada de resina epoxi de 250mm en base a proves realitzades a l'annex esmentat.



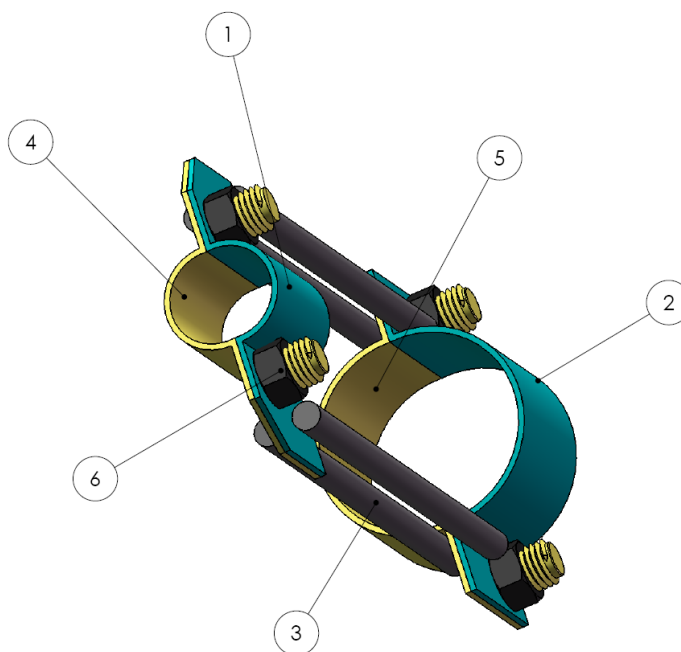
2.2.6. Sistema de centratge barra FRP

A l'estudi fet a l'annex Anclatge barra FRP es fa referència a les proves realitzades sobre l'anclatge de les barres, on es pot comprovar que degut a que les barres pràcticament només estan preparades per suportar tensions a tracció longitudinal, aquestes es desfilen al comprimir-les radialment. Per tant el disseny d'aquest anclatge descarta la possibilitat de comprimir les barres d'aquesta manera, per molt distribuïda que s'intenti fer la força.



S'ha dissenyat doncs dues abraçaderes centradores que permeten fixar els tubs de subjecció concèntricament amb la barra FRP de la proveta, de manera que es pugui introduir la resina epoxi dins la zona de subjecció entre cara interior del tub i l cara exterior de la barra. A l'annex Anclatge barra FRP també trobarem les proves de tracció fetes amb resina epoxi que han fet decidir aquest sistema de subjecció de la barra.

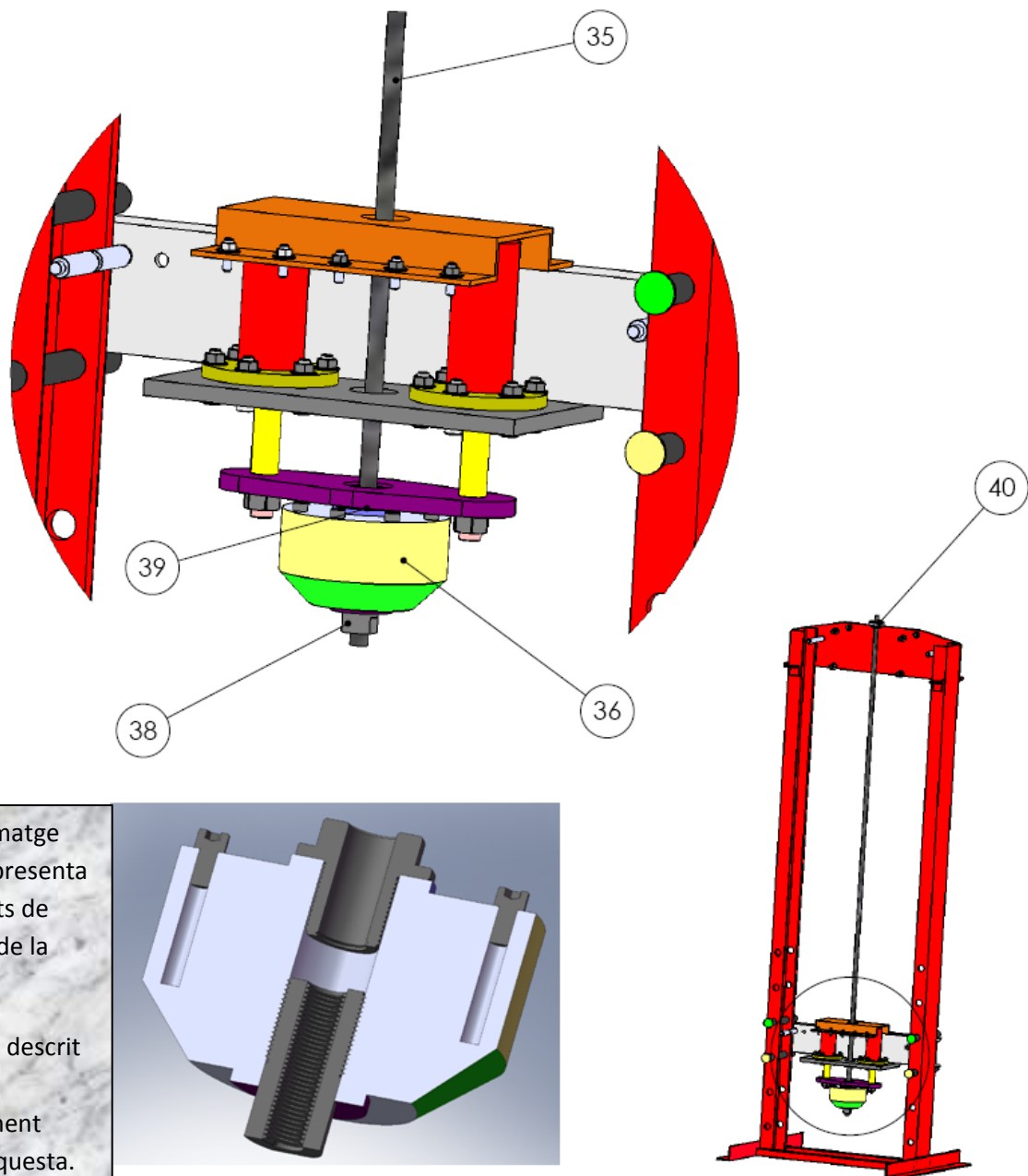
Al dibuix hi ha representat un dels quatre centradors necessaris per garantir la concentricitat entre la barra FRP i el tub d'anclatge detallat en l'apartat anterior.



2.2.7. Sistema de calibratge

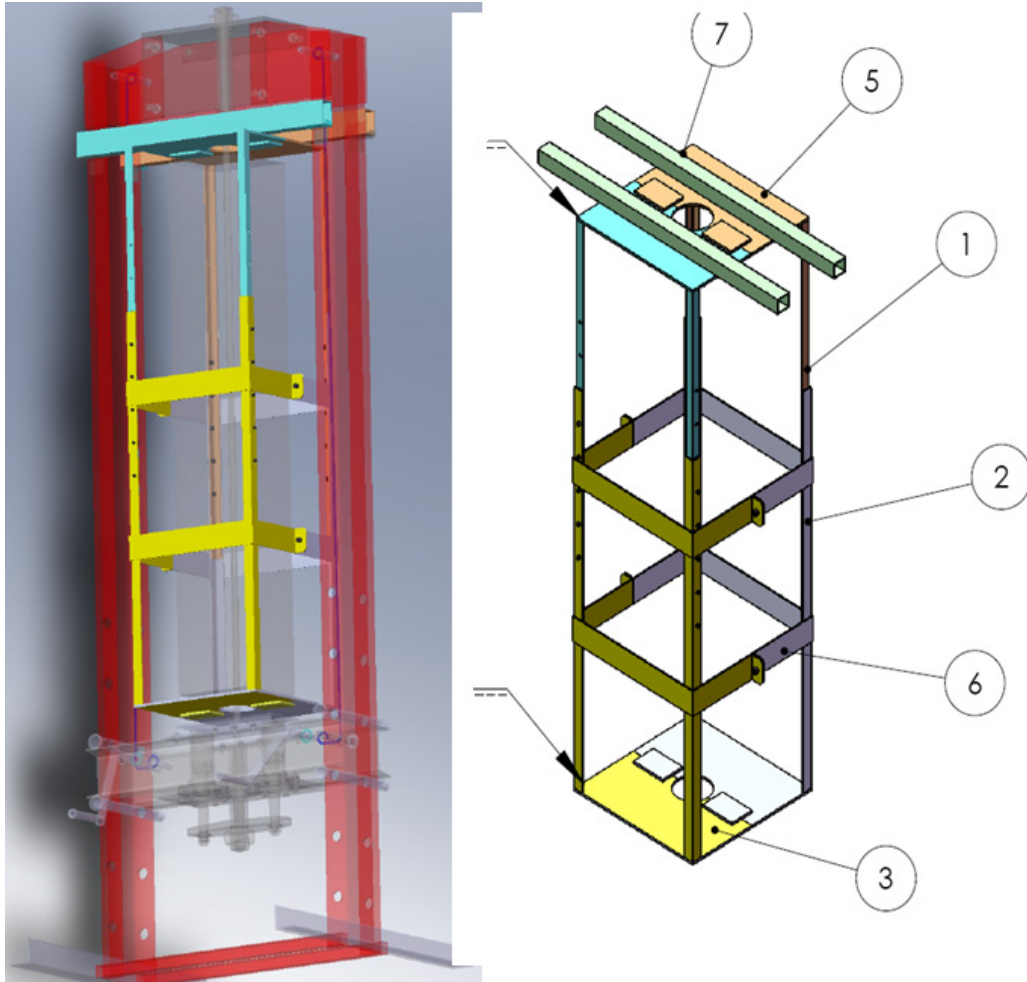
Inicialment es volia dotar cada màquina d'un sistema de calibratge propi, però com que el preu d'una cèl·lula de càrrega adient era molt alt s'ha dissenyat un sistema de calibratge que permeti la seva instal·lació a qualsevol de les tres màquines per poder verificar que la relació càrrega i pressió hidràulica sigui la correcta.

Els elements que componen el sistema de calibratge són una cèl·lula (característiques tècniques l'annex Cèl·lula de càrrega) , una barra d'acer amb dos forats a cada extrem roscats amb M42, una femella superior i dues peces de subjecció i centratge de la cèl·lula a la part inferior.



2.2.8. Caixa de protecció proveta

Es tracta d'una caixa d'alçada regulable per permetre la protecció de provetes de diferent longitud, que té la funció d'evitar danys personals i mecànics en cas que s'origini una ruptura de la barra FRP superior que deixaria caure tot el pes del formigó.



2.2.9. Circuit hidràulic

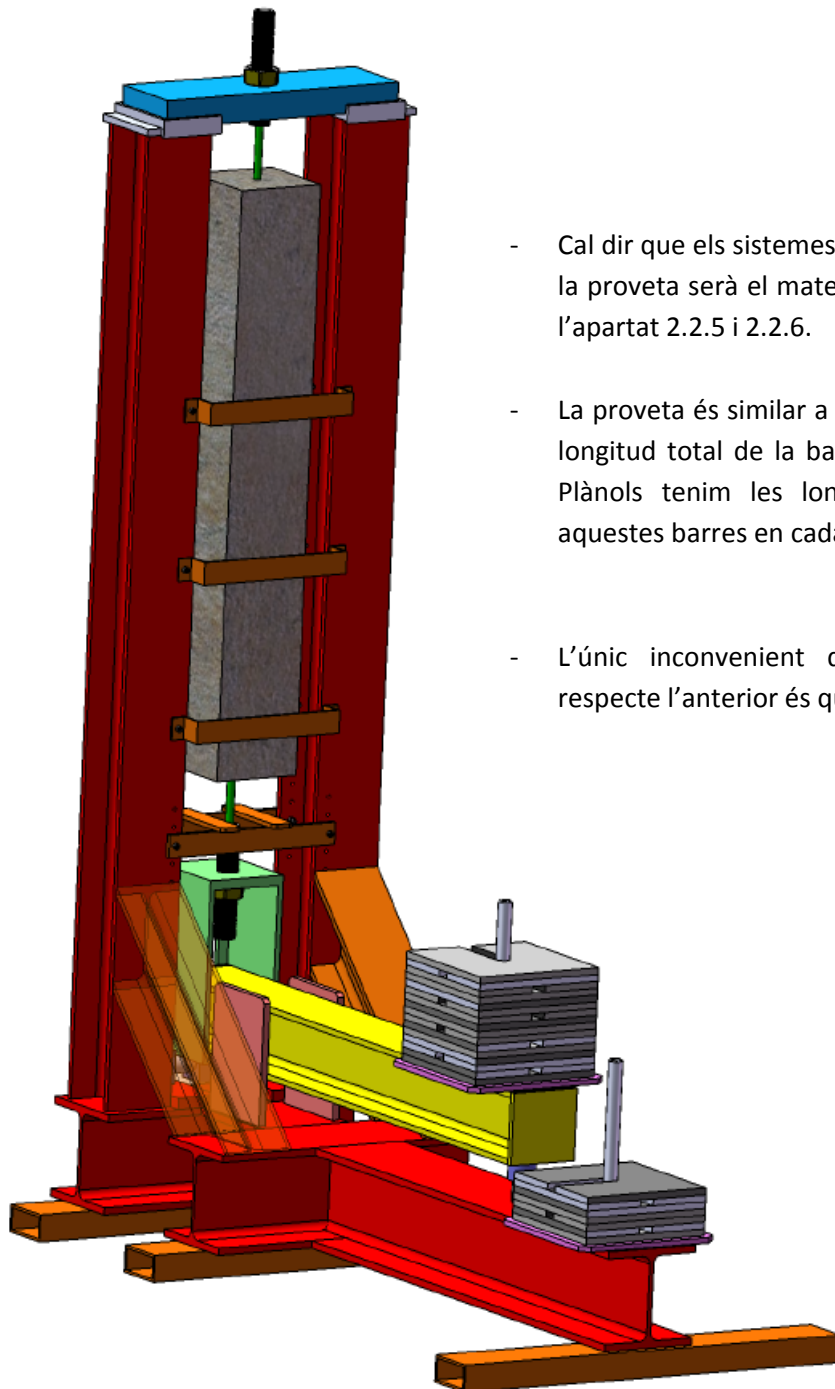
Degut a la complexitat de posada a punt d'aquest tipus de circuits, el circuit l'haurà de decidir l'empresa d'instal·lacions hidràuliques que realitzi la instal·lació.

Aquest circuit és similar al que hem representat al punt 2.1.6 i el seu funcionament està detallat a l'annex d'hidràulica.

2.3. DESCRIPCIÓ MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “PALANCA”

Es projecta una màquina capaç de traccionar una barra de material FRP que forma part d'una proveta de formigó i FRP, per estudiar-ne el seu comportament. En aquest cas però la càrrega no vindrà donada per actuadors hidràulics, sinó per efecte apalancament.

La màquina està formada per una bancada, una palanca amb recolzament, uns pesos, un element traccionador o tirant, una biga superior i els seus respectius recolzaments i uns passamans i elements de protecció.



- Cal dir que els sistemes de subjecció i centratge de la proveta serà el mateix que el que s'ha descrit a l'apartat 2.2.5 i 2.2.6.
- La proveta és similar a l'anterior, variant només la longitud total de la barra FRP. En el document 2 Plànols tenim les longituds que han de tenir aquestes barres en cadascun dels dos casos.
- L'únic inconvenient que té aquesta màquina respecte l'anterior és que ocupa més espai.

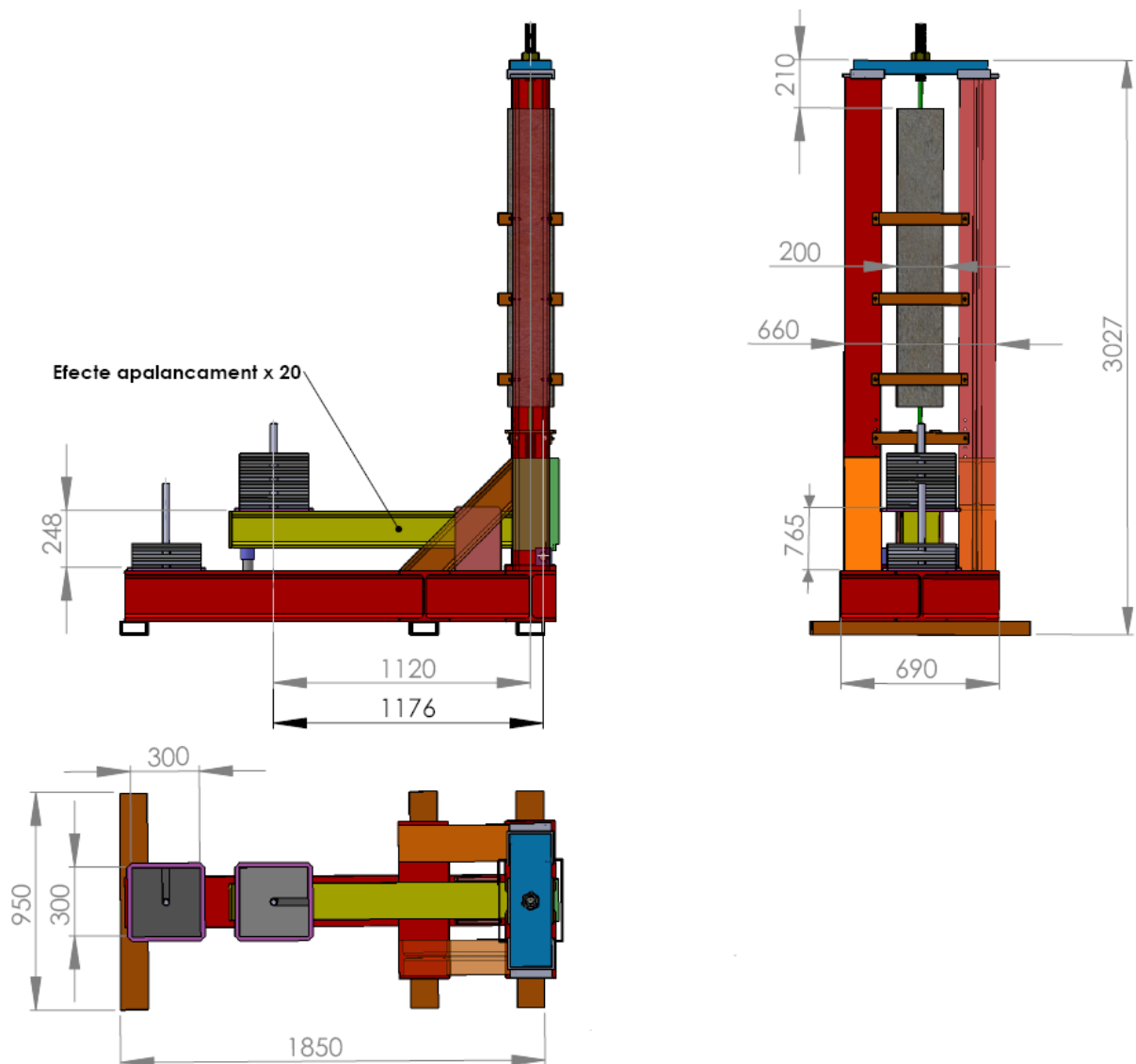
MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “PALANCA”

Per poder satisfer totes les especificacions de la màquina de tracció diferida s’ha decidit les següents solucions tècniques:

2.3.1. Funció

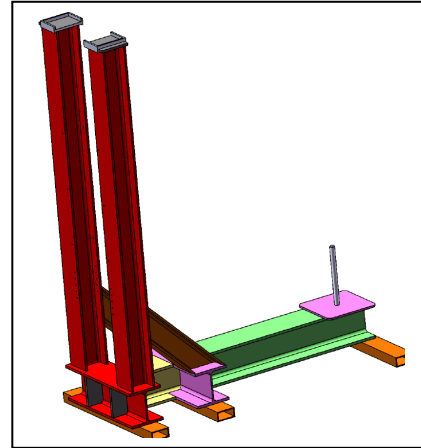
La funció d’aquesta màquina és similar a la descrita en l’apartat 2.2.1 i és traccionar una proveta formada per una barra de $\varnothing 16$ de material FRP que alhora és concèntrica a un cub allargat de formigó de $200 \times 200 \times 1300 \text{ mm}^3$.

Aquesta tracció ha de satisfer el rang de 0 fins a 3500 Kg/cm^2 i serà aplicada de manera diferida i constant per poder fer controls de deformació de la proveta. Amb el tipus de proveta que hem d’assajar la càrrega màxima que farà la màquina serà de 7 Tones (ruptura FRP).

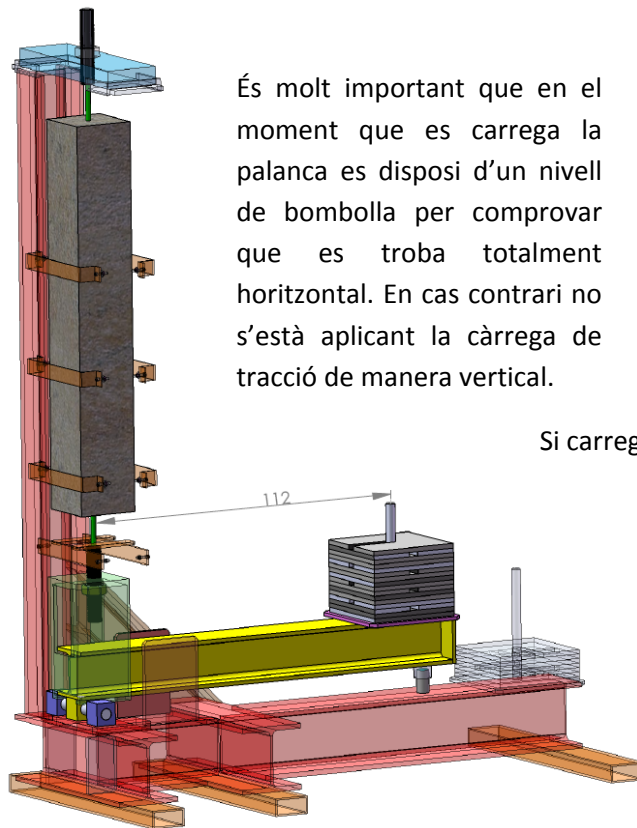


2.3.2. Bancada

És una estructura fixa formada per elements soldats. Consta d'una base construïda amb bigues HEB220, uns peus de tub rectangular estructural, dos reforços, dues columnes fetes amb bigues HEB160, dues esquadres, dos suports per birecolzar-hi la biga superior i una safata per col·locar els pesos que no s'utilitzen.

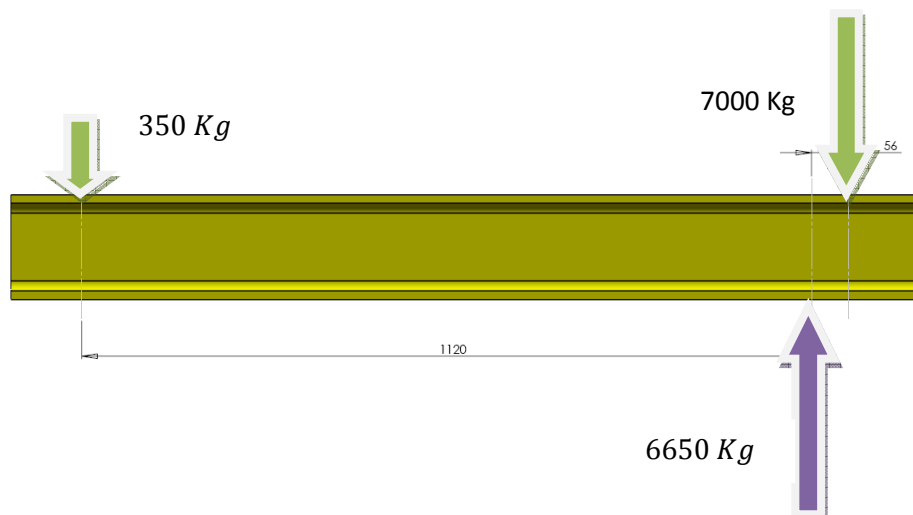
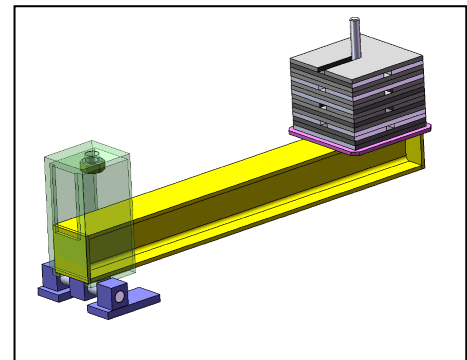


2.3.3. Palanca



És molt important que en el moment que es carrega la palanca es disposi d'un nivell de bombolla per comprovar que es troba totalment horitzontal. En cas contrari no s'està aplicant la càrrega de tracció de manera vertical.

Si carreguem P obtenim una tracció de $F = 21 * P$

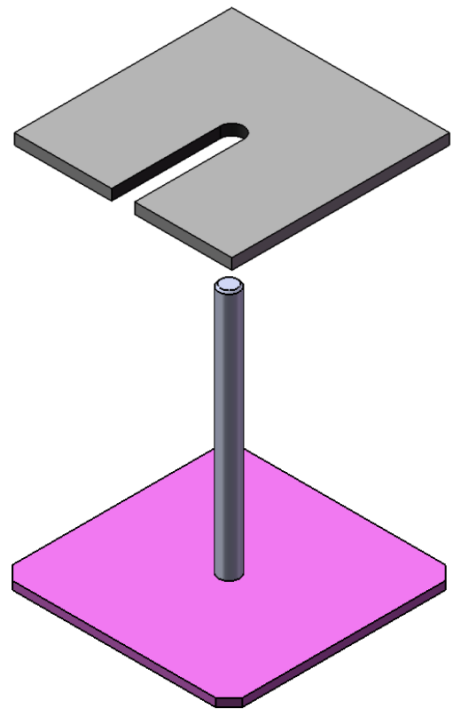
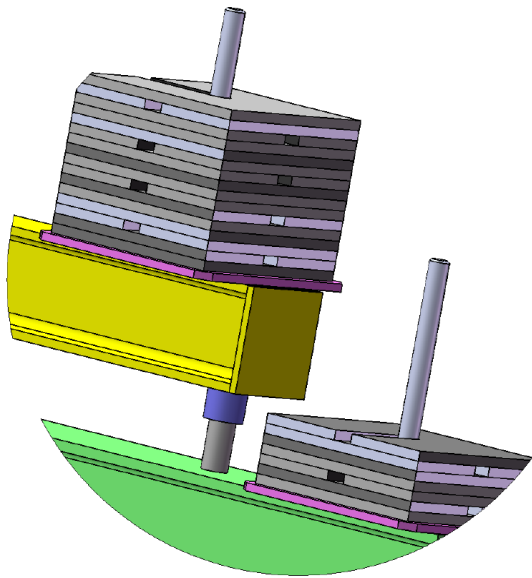


2.3.4. Sistema de pesos

La platina que hem representat té un pes aproximat de 10,6 Kg. S'ha pensat en fabricar-ne un màxim de 30 unitats, tot i que no s'ha comptat amb els pesos de la safata i de la barra perquè s'hauria de fer un cop assembleada la màquina.

El més important al col·locar les platines és posicionar diferent les ranures a cada pes que es col·loqui, com s'indica en la imatge inferior.

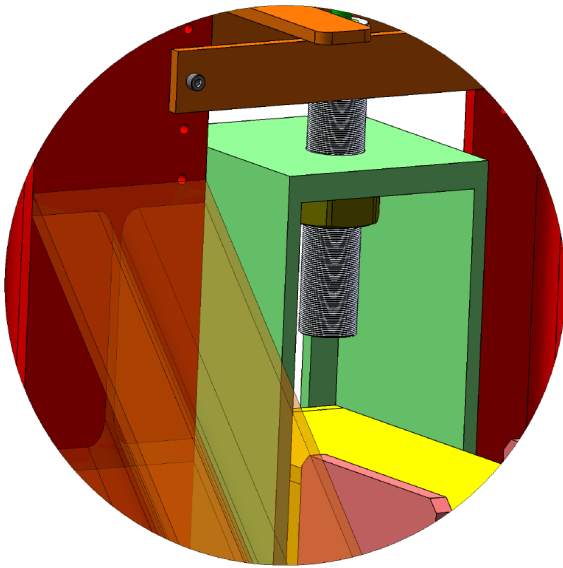
S'ha de recordar que el pes P de platines per efecte apalancament suposarà $21P$ de tracció a la proveta.



2.3.5. Sistema de Calibratge

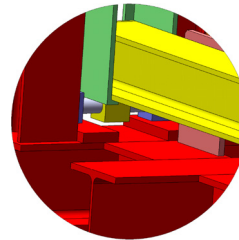
Aquest sistema serà el mateix que el descrit en l'apartat 2.2.7 de la màquina hidràulica. L'únic que hem de tenir en compte és que variarà la longitud de la barra d'acer roscada de calibratge, de la mateixa manera que variava la barra FRP de la proveta.

2.3.6. Tirant de tracció



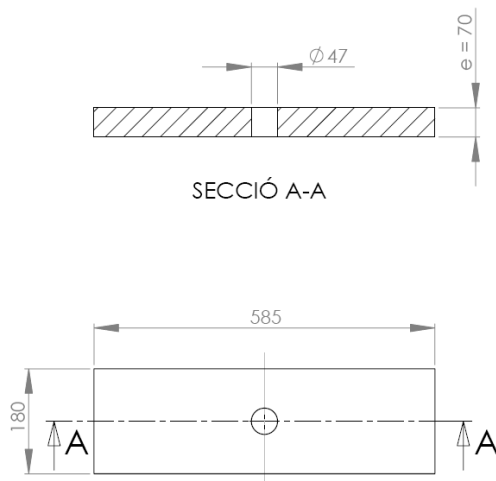
Aquesta peça està formada per platines de diferent gruix soldades i és l'encarregada de transmetre la força des de la palanca fins a la femella de la subjecció de la proveta.

S'ha decidit que la unió del tirant amb la palanca es farà per soldadura, tot i que també hi hauria la possibilitat de fer-ho amb cargols i reforços.

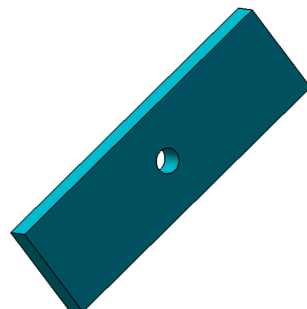


2.3.7. Biga superior

És una biga birecolzada amb un forat central per passar l'anclatge i subjectar la proveta amb una femella M42, igual que amb l'element anterior. Està dissenyada per suportar 7 Tones.

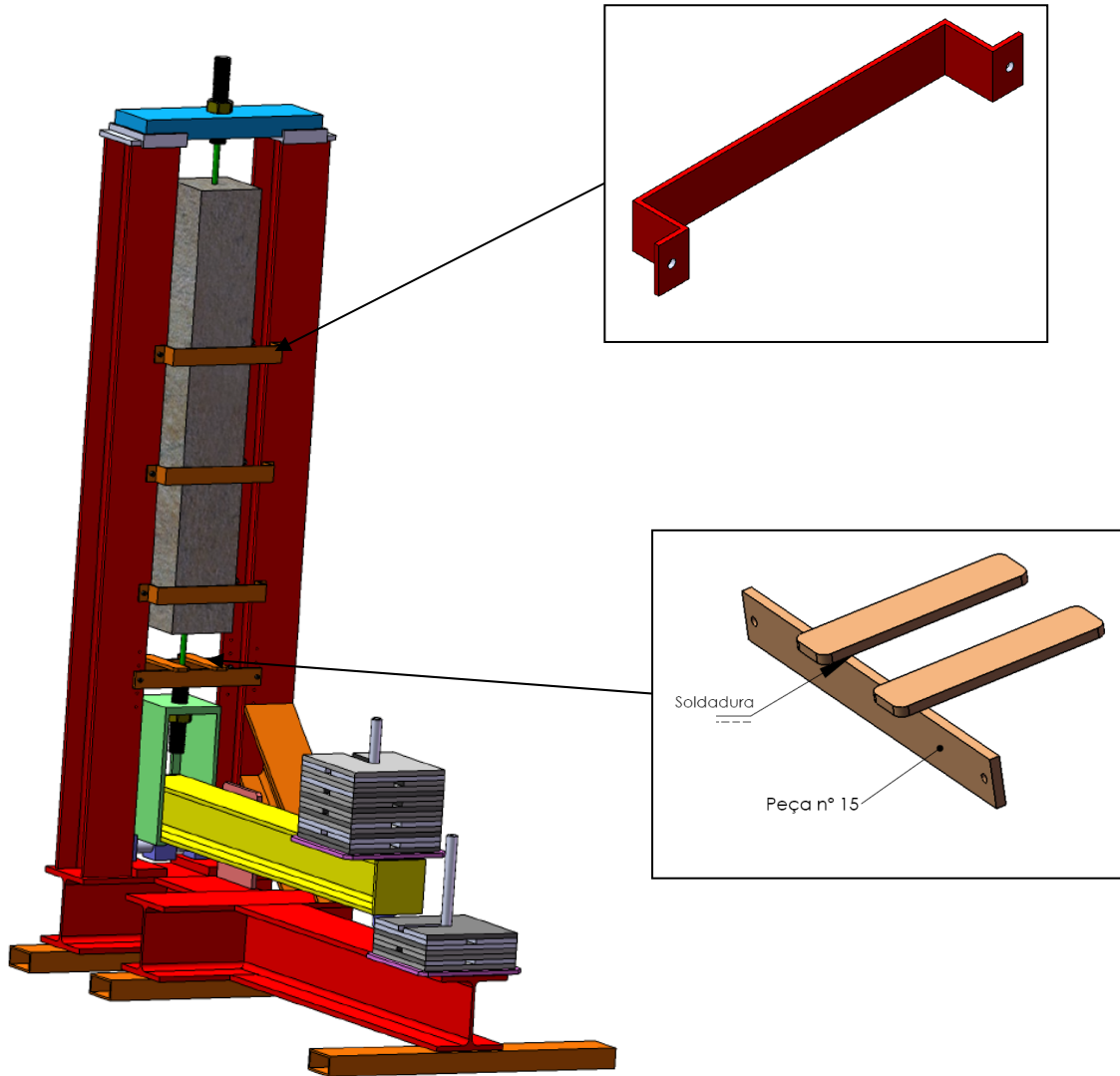


Com podem comprovar amb les cotes representades aquesta biga és bastant gruixuda per condicions de disseny.



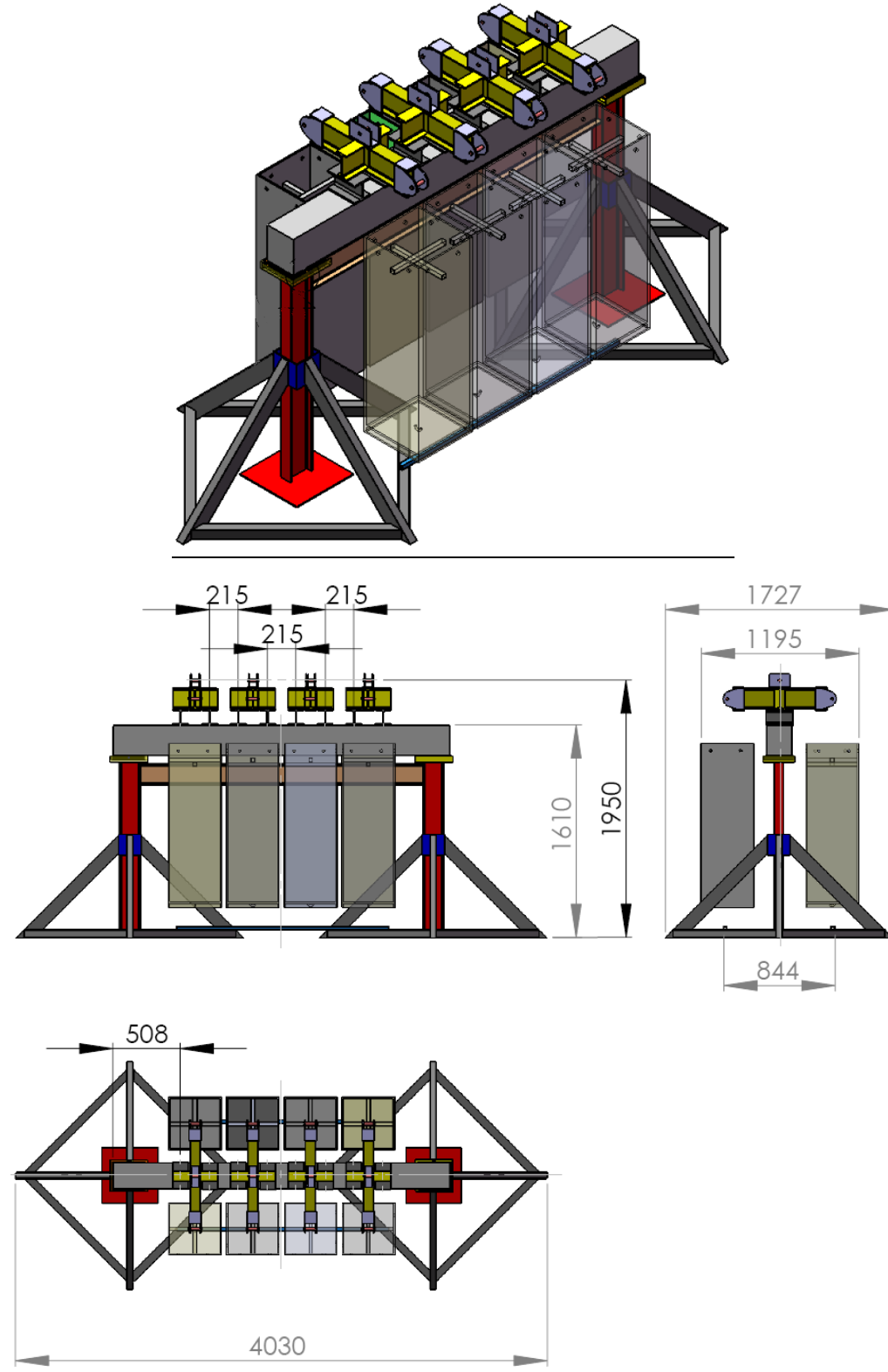
2.3.8. Protecció de seguretat

La màquina disposa de 6 passamans desmuntables per evitar que la proveta tombi per qualsevol circumstància. A més té un protector de caigudes per evitar la caiguda a plom de la biga. A continuació s'ha representat aquestes dues peces.

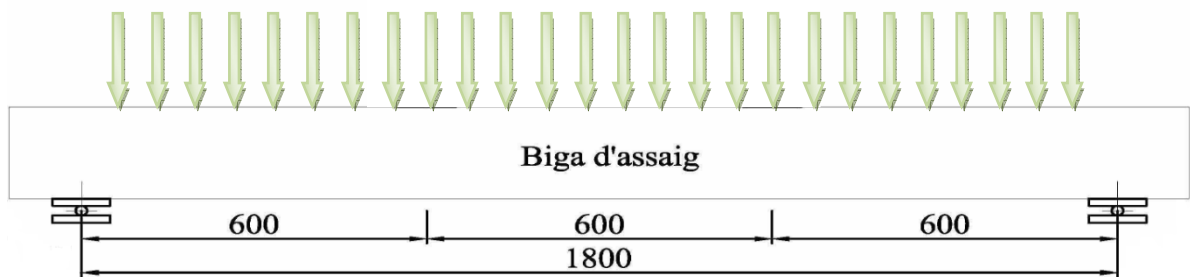


2.4. DESCRIPCIÓ ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA

És un assaig de flexió sobre una biga amb una càrrega distribuïda aplicada de forma diferida durant 8 mesos. Aquest assaig no es realitzarà amb una proveta sinó amb una biga real de formigó armat amb barres FRP, per tant no es tenen problemes d'espai com en els altres casos.

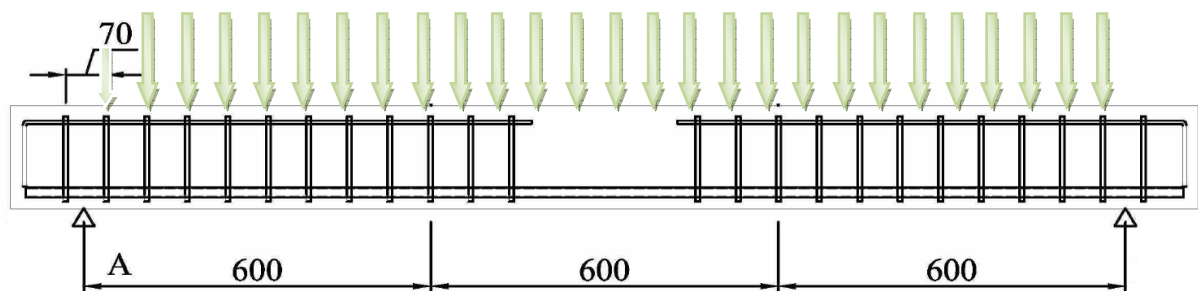
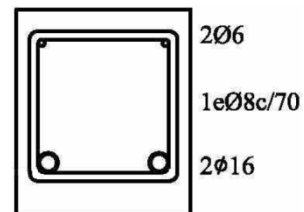


ESQUEMA GENERAL INICIAL



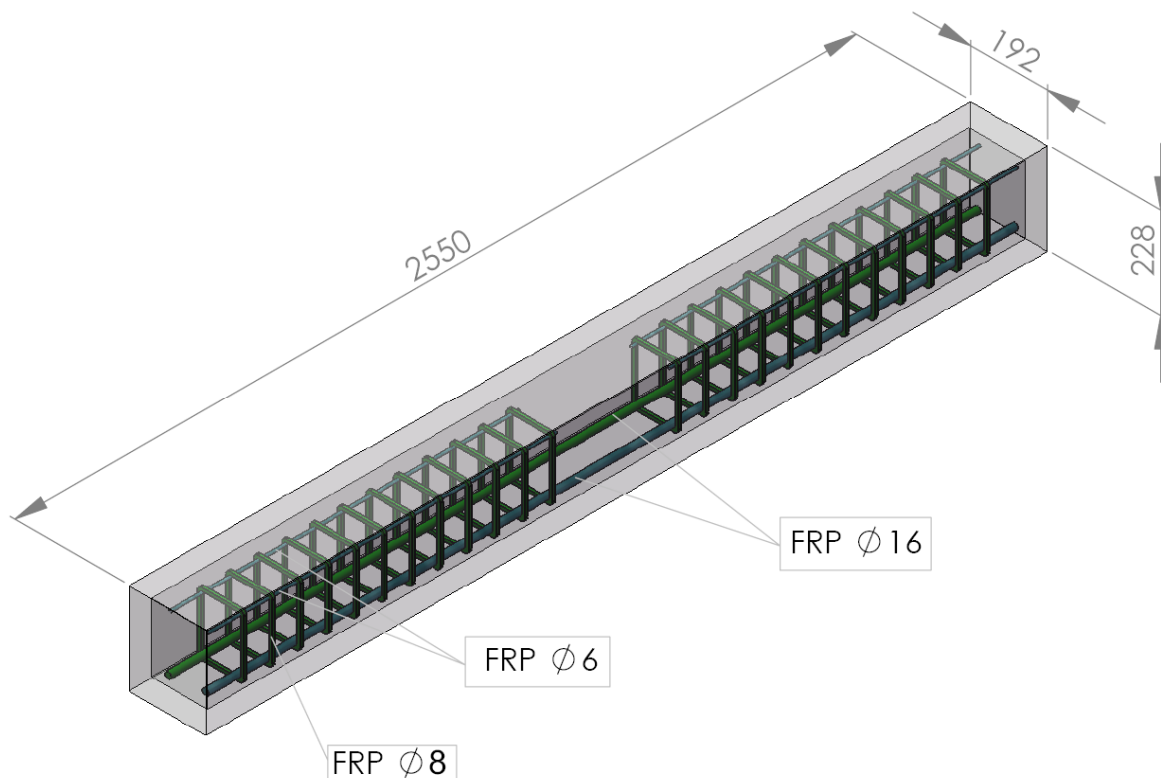
ARMAT DE LA BIGA

Aquesta representació és una aproximació de la secció que tindran les bigues assajades, tot i que s'accepten variacions sempre i quan s'asseguri el fet de no arribar a la tensió de ruptura de la biga.



MIDES BIGA D'ASSAIG

Les cotes representades a la següent biga representen realment unes mides de partida, admetent variacions de cadascuna d'elles. En cas de variar la Longitud s'hauran de modificar tres elements de la bancada detallada en l'apartat 2.4.2, concretament la biga IPN i les dues barres quadrades de subjecció inferior de les provetes.



No es descarta que el laboratori de RM finalment decideixi realitzar aquest assaig a flexió carregant el pes directament descansant sobre la biga, fet que ho simplificaria molt.

Però en el cas que es decidís fer-ho amb pes penjant s'ha proposat, per satisfer la demanda del peticionari, el disseny descrit a continuació.

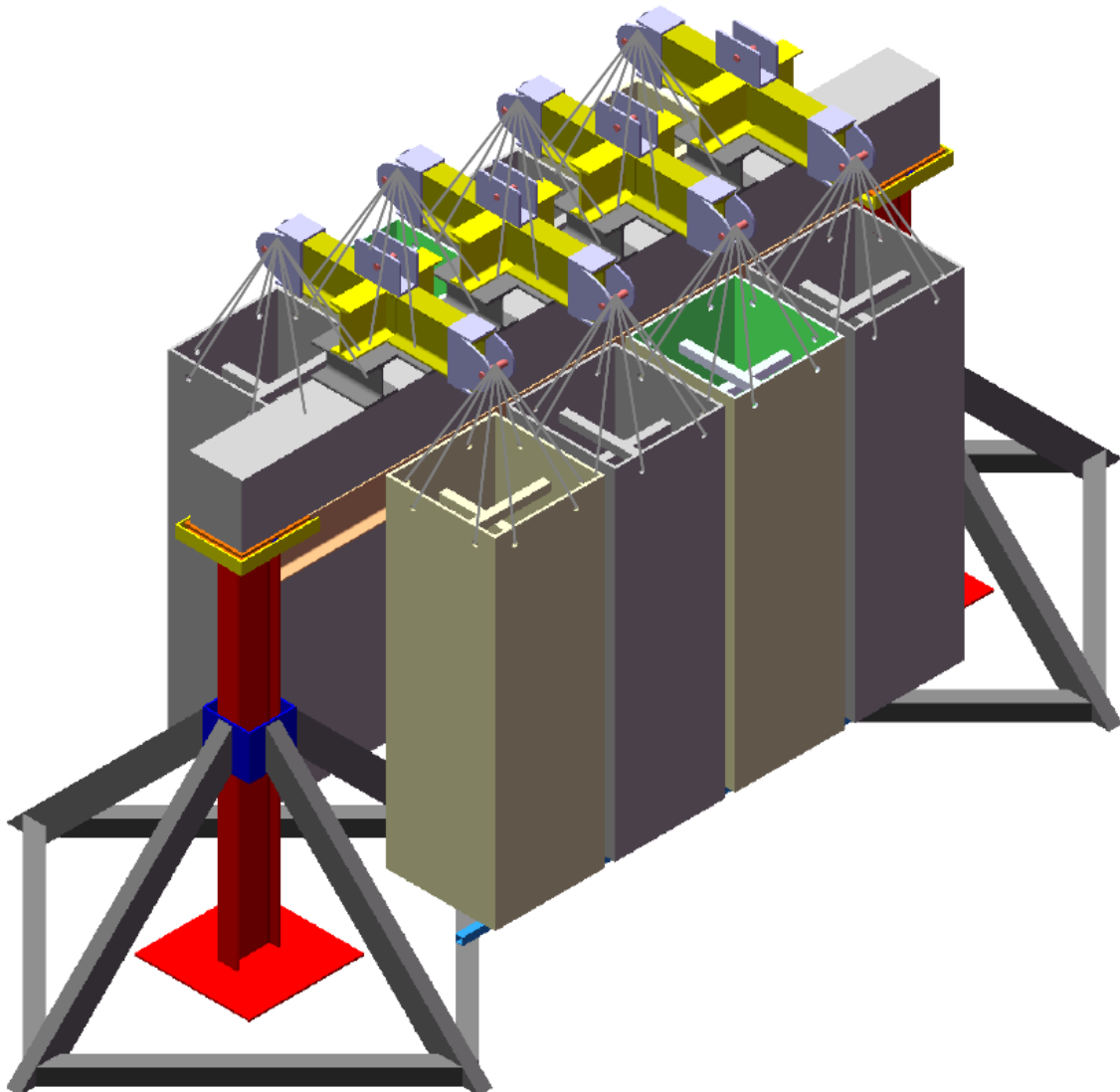
ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA

Per poder satisfer totes les especificacions d'aquest assaig diferit s'ha proposat la següent solució:

2.4.1. Funció

És un assaig de flexió realitzat sobre una biga birecolzada i isostàtica amb les mides descrites en l'apartat anterior, carregada amb una càrrega de 3 *Tones* distribuïdes longitudinalment. Aquesta càrrega s'aplica de forma diferida durant 6 mesos.

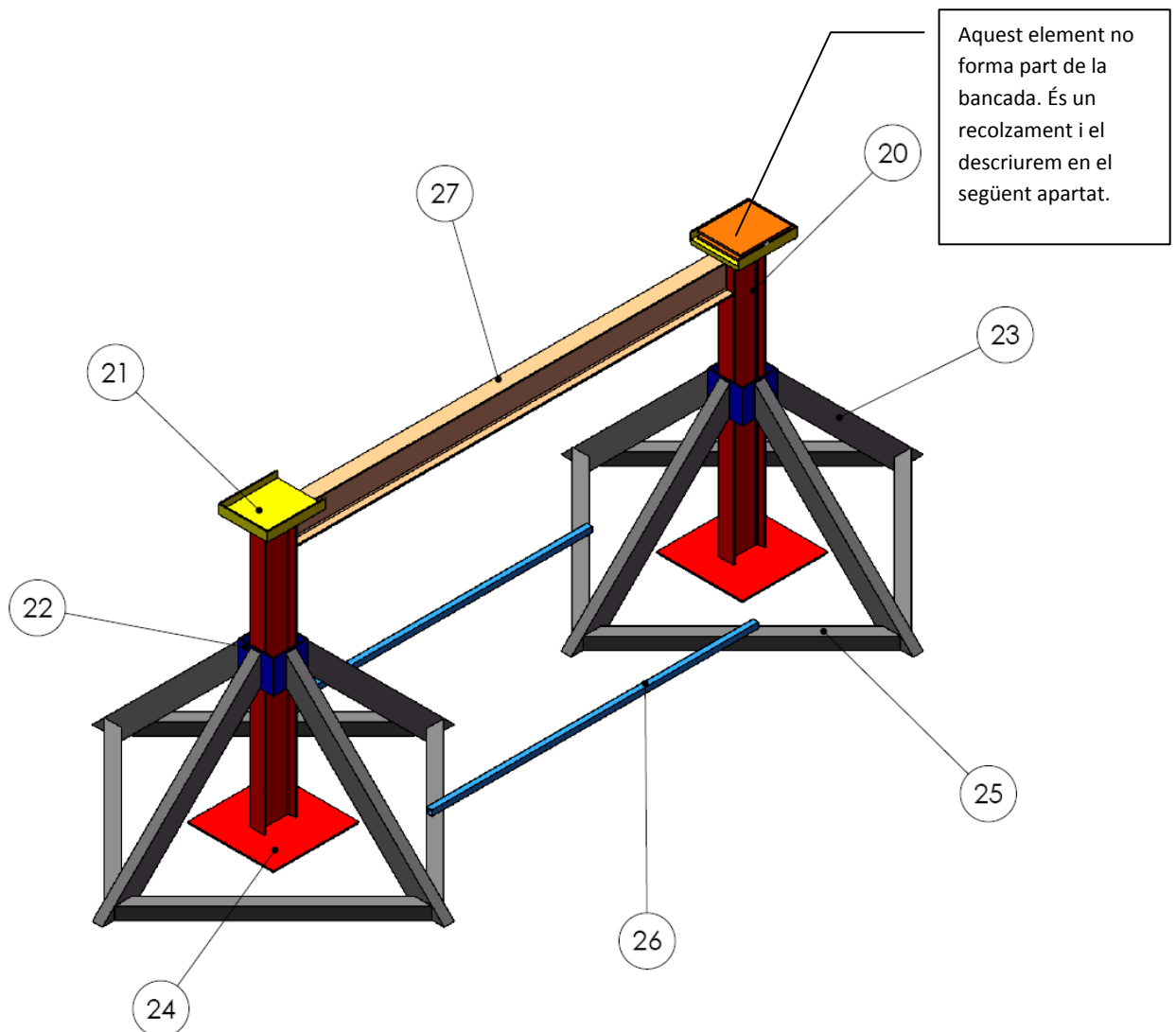
Es tracta de quatre estructures metàl·liques idèntiques formades per bigues IPN soldades entre elles. Cadascuna de les estructures està preparada per penjar-hi dos pesos de 375 Kg cadascun i situats simètricament respecte l'eix longitudinal de la biga.



2.4.2. Bancada

La bancada és una estructura fixa que permet birecolzar pels seus extrems i de manera isostàtica una biga de formigó armat a una alçada de 1,8 metres. Aquesta alçada és necessària per poder penjar-hi les caixes de càrrega que, per mitjà d'elements distribuïdors, distribuïran la càrrega al llarg la longitud de la biga.

Cal dir que en cas que volguéssim sobredimensionar les caixes de càrrega per penjar-hi més pes o assajar bigues una mica més llargues del que s'ha previst en aquest projecte, el conjunt de la bancada ha estat dissenyat amb un coeficient de seguretat prou alt com per que es puguin fer una mica més altes les columnes (20) i una mica més llarga la biga central (27), sense haver de modificar cap element de la base de les columnes.



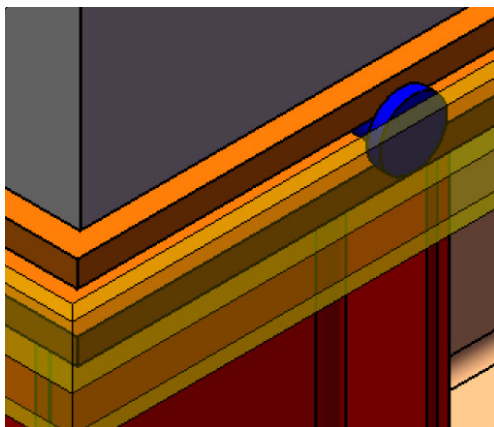
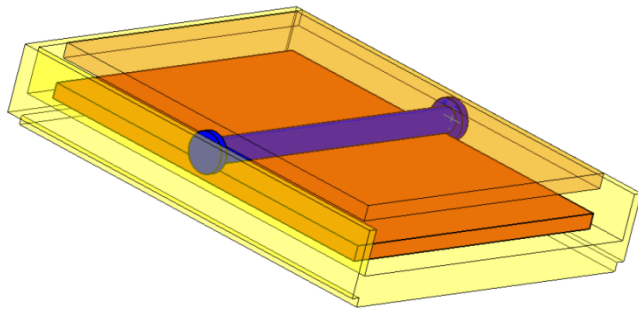
2.4.3. Recolzaments

Com que es tracta d'un assaig isostàtic la biga ha de tenir un recolzament a cada extrem i s'ha d'assegurar la llibertat en el moviment transversal de la biga.



Aquest és un exemple clar d'una biga isostàtica birecolzada de manera similar a la que proposa el nostre disseny, tot i que ara es veurà que degut a les dimensions de la biga s'ha hagut de millorar una mica el sistema.

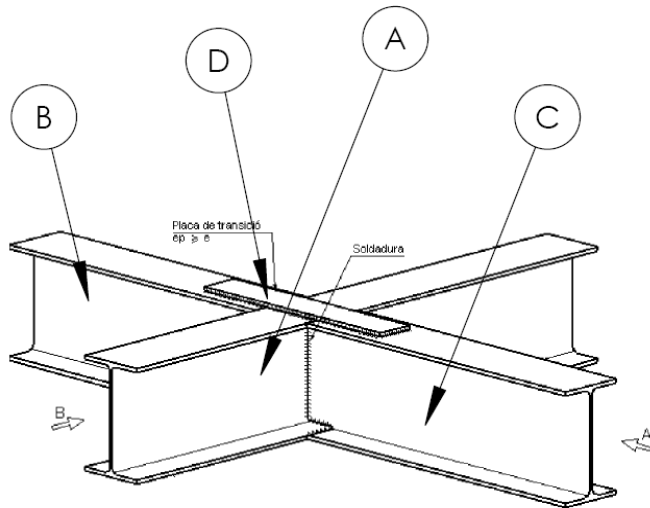
La solució que es proposa és que es posi una platina en contacte amb la bancada, una platina en contacte amb la biga i un eix entremig que transmetrà radialment la càrrega d'una platina a l'altra, oferint un grau de llibertat en el desplaçament.



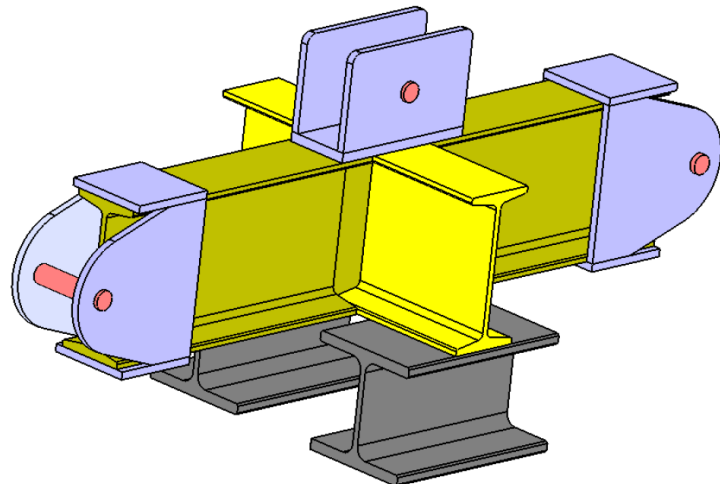
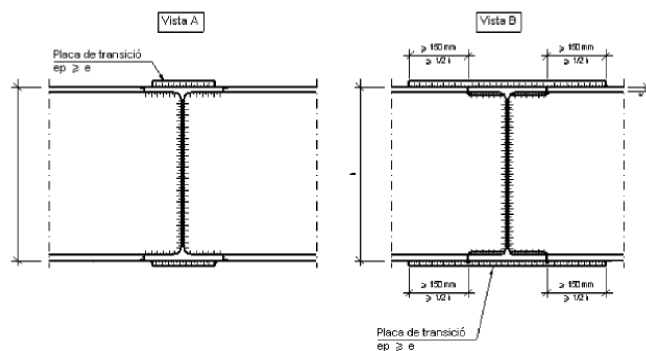
Com es pot veure a la imatge detallada, la geometria de l'eix permet mantenir les dues platines mòbils paral·leles a les parets de la platina base de l'estructura fixa.

2.4.4. Element de distribució

Està formada per dues bigues IPN1120 que apliquen la càrrega sobre la biga assajada. Perpendicularment a aquestes IPN1120 i paral·lelament a la biga de formigó tenim una biga IPN160 soldada per la zona inferior a les dues IN120, la part superior de la qual també s'unirà per soldadura a una altra biga IP160 de manera perpendicular, formant una creu aquestes dos últimes bigues. Sobre l'última biga esmentada, que és la que trobem a un nivell més elevat, hi ha soldades una sèrie de platines foradades que permeten el muntatge de tres eixos: un eix central per moure l'estructura i dos eixos laterals per poder-hi penjar els pesos.

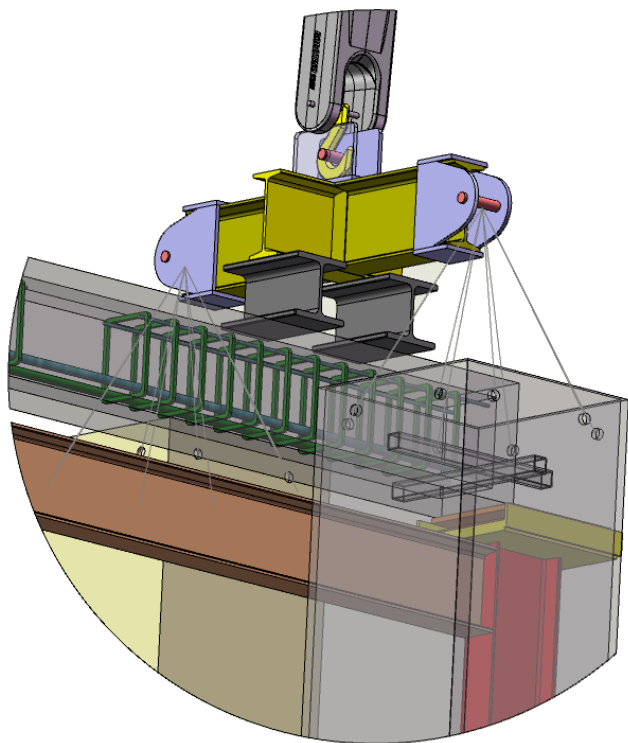


En aquesta representació queda clar com s'ha de construir la creu per que quedi el més reforçada possible.



2.4.5. Acció de càrrega

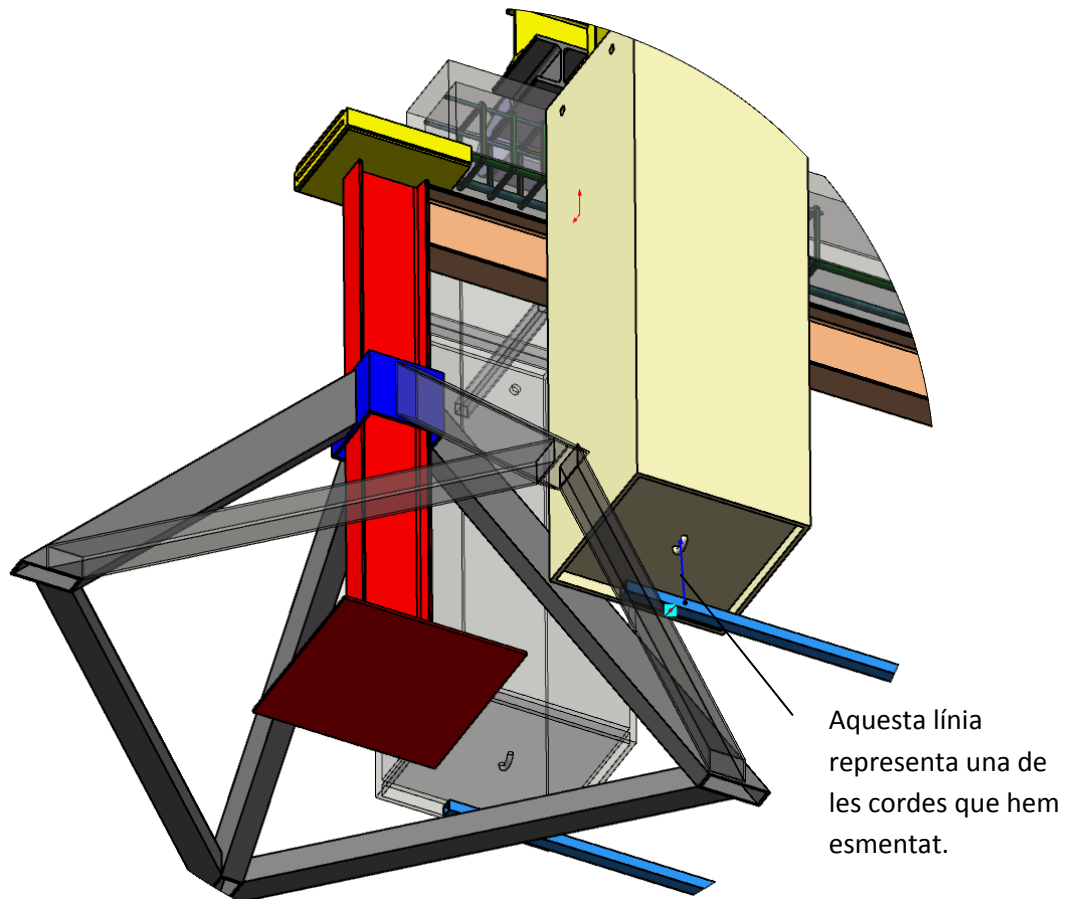
En el procediment de carregar la biga s'ha de tenir en compte que s'ha d'utilitzar el pont grua del laboratori de RM per moure cadascuna de les estructures metàl·liques prèviament carregades amb els seus respectius pesos. Hi ha l'opció de carregar de manera diferent cadascuna de les estructures, però el que no podem permetre és que en una sola estructura els pesos siguin diferents, per evitar l'aplicació d'un moment torsor sobre la biga o la caiguda de l'estructura per desequilibri del centre de masses.



2.4.6. Seguretat assaig

Simplement s'ha previst una barra situada sota els pesos pensada per lligar-hi unes cordes que alhora estaran passades per les anelles disposades al centre de cadascuna de les bases de les caixes de càrrega. Aquest sistema millora notablement l'equilibri del conjunt dels pesos quan descansen sobre la biga, reduint les probabilitats de produir-se accidents i danys personals.

Cal saber que el moment de més risc és el període de temps que es triga a carregar el conjunt d'elements distribuïdors i caixes de càrrega sobre la biga, abans de fer dels lligaments de seguretat.



3. RESUM DEL PRESSUPOST

RESUM PRESSUPOST MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA	
Material	9407 €
Mà d'obra	2530 €
TOTAL (IVA no inclòs)	11937 €

RESUM PRESSUPOST MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “HIDRÀULICA”	
Material	5290 €
Mà d'obra	2410 €
TOTAL (IVA no inclòs)	7700 €

RESUM PRESSUPOST MÀQUINA DE TRACCIÓ DIFERIDA “PALANCA”	
Material	4216 €
Mà d'obra	2460 €
TOTAL (IVA no inclòs)	6676 €

RESUM PRESSUPOST BANC D'ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA	
Material	3092 €
Mà d'obra	1675 €
TOTAL (IVA no inclòs)	4767 €

4. CONCLUSIONS

En el projecte de Disseny d'un banc d'assaig d'efectes diferits en elements de formigó armat amb barres FRP s'ha aconseguit arribar a unes solucions satisfactòries davant les especificacions plantejades, obtenint les següents solucions:

- Una màquina capaç de comprimir de manera diferida provetes de formigó armat amb FRP, dimensionada per comprimir a una càrrega màxima de 100 *Tones*.
- Un banc d'assaig a flexió diferida per poder assajar una biga isostàtica aplicant una càrrega distribuïda de 3000 *Kg* per mitjà de pesos penjants.
- Dues màquines de tracció diferida amb capacitat de tracció de 7 *Tones*, una per mitjà d'un sistema hidràulic i l'altra per efecte apalancament. La d'efecte apalancament, a part de ser més econòmica, té un funcionament més fiable perquè no està sotmesa a problemes hidràulics. D'altra banda l'equipada amb sistema hidràulic ocupa una superfície menor. En aquest cas la decisió d'escollir entre una màquina o l'altra queda a càrrec del peticionari .

Així doncs s'afirma que s'han assolit els objectius marcats a l'hora de d'iniciar aquest projecte, reflectits en el plec d'especificacions.

5. RELACIÓ DE DOCUMENTS

El projecte consta de:

- Memòria
- Annexes a la memòria
- Plànols
- Estat d'amidaments
- Pressupost

ANNEX A: MÀQUINA DE TRACCIÓ “HIDRÀULICA”

A.1. CÀLCULS BIGA UPN120

SIMBOLOGIA

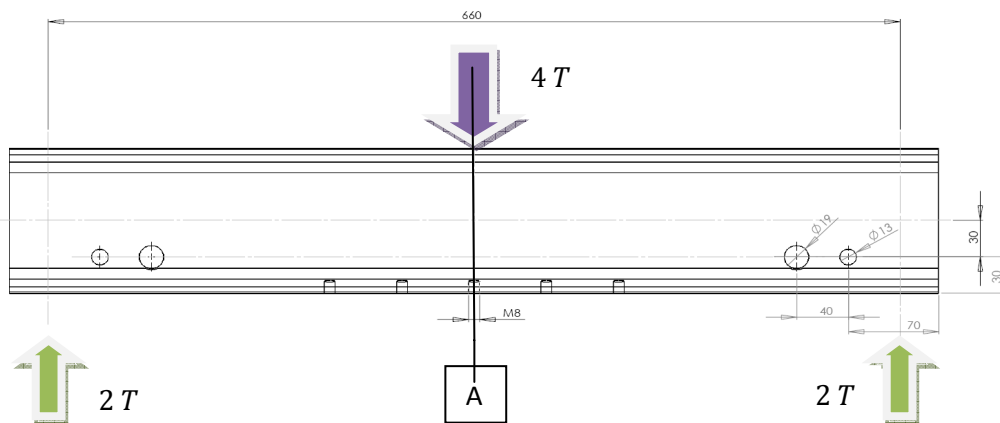
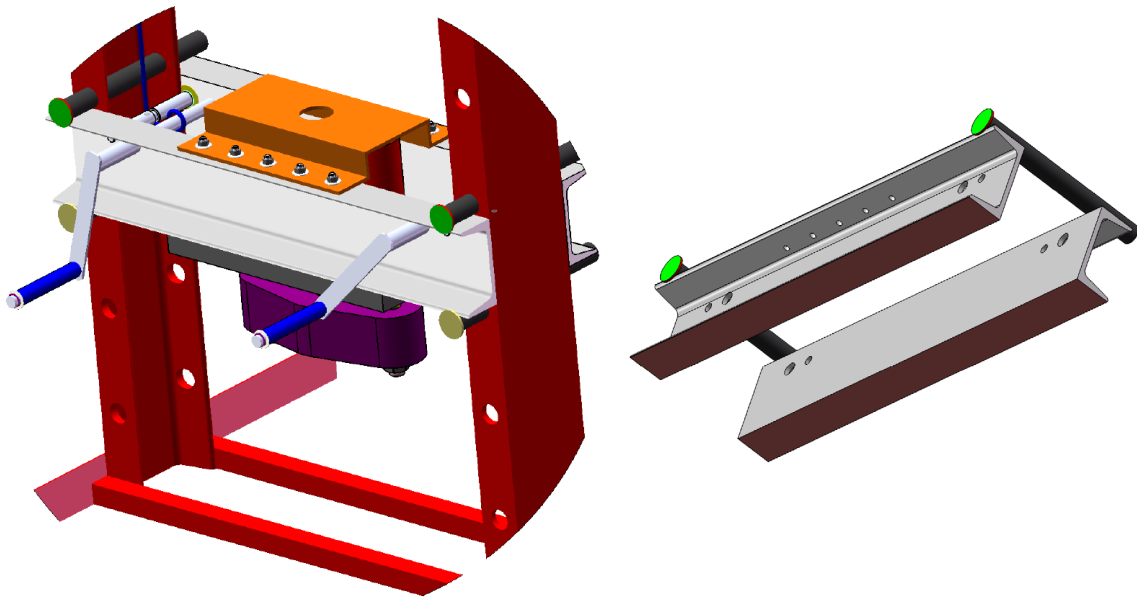
N : Força normal a la secció

V : Força tallant

M: Moment flector

W: Mòdul resistent

Es tracta d'una biga UPN120 birecolzada i carregada de manera que forma una biga isostàtica simple. El recolzament es fa sobre uns rodons massissos com es veu a les següents representacions.

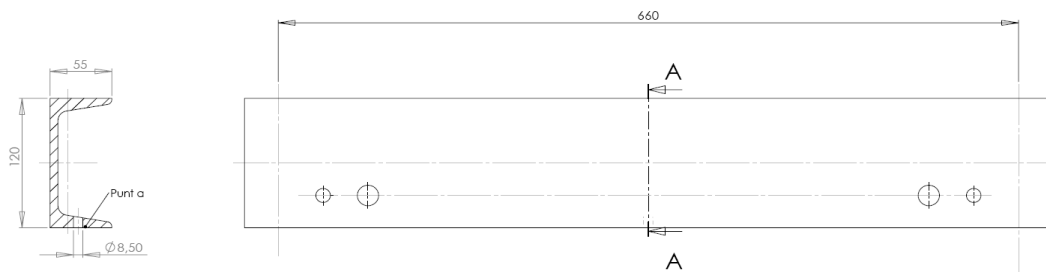


A.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 2.000Kg$
- $M_A = 2.000 * 3,3 = 6.600 Kg.cm$

A.1.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació hem representat el punt més desfavorable de la secció central, que és amb diferència la secció més sol·licitada, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès cada punt.



Com que s'intueix que aquesta secció suporta amb un ampli coeficient de seguretat la demanda de càrrega, farem un càlcul sense tenir en compte petita manca d'àrea que li provoca el forat passant i sense tenir en compte la concentració d'esforços que provoca. Per tant es tractarà l'àrea com si es tractés d'una UPN120 sense mecanitzar, tabulada.

Tabla B.4

Perfiles UPN

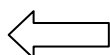
The image shows two technical drawings of a UPN (Unión Perforada Normal) profile. The left drawing is a front view showing the overall height h , width b , and the distance from the outer edge to the center of the web e . It also shows the fillet radius r_1 and the distance from the outer edge to the center of the flange e_1 . The right drawing is a side view showing the height h_l and the distance from the outer edge to the center of the web u . The y -axis is indicated for both views.

A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
 $W_x = 2I_x : h$. Módulo resistente de la sección respecto a X
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$. Radio de giro de la sección respecto a X
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
 $W_y = I_y : (b - c)$. Mínimo módulo resistente de la sección respecto a Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$. Radio de giro de la sección respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección
 c = Posición del eje Y
 m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
 a = Diámetro del agujero del roblón normal
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
 h_l = Altura de la parte plana del alma
 p = Peso por m
 u = Perímetro

Perfil	Dimensiones							Términos de sección												Agujeros		Peso	Suministro
	h mm	b mm	e mm	$e_1=r_1$ mm	r_1 mm	h_l mm	u mm	A cm ²	S_x cm ³	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	c cm	m cm	w mm	a mm	p kp/m			
UPN 80	80	45	6	8	4	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C	
UPN 100	100	50	6	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,6	P	
UPN 120	120	55	7	9	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,4	P	
UPN 140	140	60	7	10	5	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,0	P	
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,8	P	
UPN 180	180	70	8	11	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,0	P	
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6	151	661	32,2	114	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	12,6	2,01	3,94	40	23	25,3	P	
UPN 220	220	80	9	12,5	6,5	167	718	37,4	146	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	17,0	2,14	4,20	45	23	29,4	P	
UPN 240	240	85	9,5	13	6,5	184	775	42,3	179	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	20,8	2,23	4,39	45	25	33,2	P	
UPN 250	250	90	10	14	7	200	834	46,3	221	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	23,7	2,36	4,66	50	25	37,9	P	
UPN 280	280	95	10	15	7,5	216	890	53,3	266	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	33,2	2,53	5,02	50	25	41,8	P	
UPN 300	300	100	10	16	8	232	950	58,8	316	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	40,6	2,70	5,41	55	25	46,2	P	

$$W_x = 60,7 \text{ cm}^3$$



El mòdul resistent W_x el tenim tabulat

$$M_{f\text{màxim}} = M_A = 6.600 \text{ Kg.cm}$$

$$\sigma_{\text{admissible}} \geq \frac{M_{f\text{màxim}}}{W_x}$$

$$2600 \text{ Kg/cm}^2 \geq 108,73 \text{ Kg/cm}^2$$

A.1.3. CONCLUSIÓ

No cal doncs fer més càlculs ni tenir en compte la concentració d'esforços perquè es veu clar que aquesta biga upn120 aguanta sobradament la càrrega de 4000 Kg que se li demana.

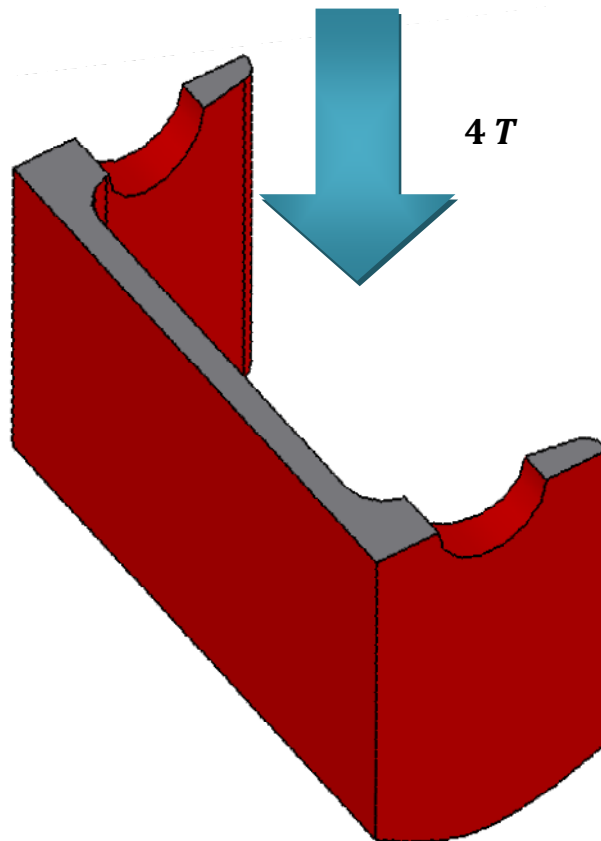
A.2. CÀLCULS COLUMNA UPN140

Totes les seccions d'aquesta columna estan sotmeses a una força de compressió de 4 Tones com a màxim . No hem tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.

SIMBOLOGIA

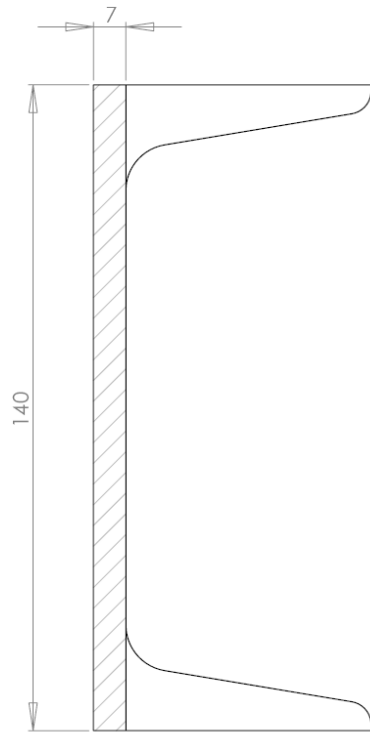
N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M: Moment flector
 $\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
 $\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
W: Mòdul resistent
S : secció
I: radi de gir
I: inèrcia
 λ : esveltesa mecànica

Les seccions més desfavorables són les afectades pels forats passants representats a la següent figura, que a més de disminuir la inèrcia restant àrea de treball, generen una concentració de tensions.



Abans de començar a fer càlculs cal saber que aquesta biga UPN140 s'ha escollit perquè la seva geometria facilita molt el disseny global del conjunt de la màquina de tracció, sense suposar un alt augment de cost respecte a una de secció més petita. Això permet intuir que la biga aguanta de sobres les 4 Tones sol·licitades, per tant es simplifiquen els càlculs pensant

que només tenim la secció de l'ànima, sense tenir en compte la de les ales. Després però s'ha fet un estudi del vinclament, on sí es tenen en compte les ales.



Com s'ha esmentat anteriorment, de la geometria real que té la secció d'estudi només s'utilitzarà les cotes de l'ànima.

$$S = 14 \cdot 0,7 = 9,8 \text{ cm}^2$$

$$\sigma(N) = \frac{4.000 \text{ Kg}}{9,8 \text{ cm}^2} \approx 408,2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma(M) = 0, \quad \tau(V) = 0, \quad \tau(T) = 0$$

$$\sigma_{\max} = 408,2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{408,2} \approx 6,37$$

A.2.1. VINCLAMENT COLUMNA UPN140

****Els càlculs que venen a continuació s'han portat a terme tenint en compte que els forats passants eren de Ø28, però a l'hora de calcular els eixos que van allotjats en aquests forats a l'annex de "càlculs de l'eix-recolzament" s'ha hagut d'augmentar aquest diàmetre fins a Ø35. Però s'ha decidit no repetir els càlculs per que com es veu a continuació s'ha quedat un coeficient de seguretat de 7,95. Això indica que no val la pena recalcular-ho tot perquè aguantarà molt sobradament.**

Per estudiar el vinclament de la columna s'ha de saber que el forat passant tabulat per a una UPN140 és de Ø17 i per tant no el mòdul resistent W_y que es troba a les taules no és el real, essent necessari calcular la inèrcia real que té la secció tenint en compte els forats de Ø28.

Tabla B.4

Perfiles UPN

A = Área de la sección

S_x = Momento estático de media sección, respecto a X

I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X

$W_x = 2I_x : h$, Módulo resistente de la sección respecto a X

$i_x = \sqrt{I_x : A}$, Radio de giro de la sección respecto a X

I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y

$W_y = I_y : (b - c)$, Mínimo módulo resistente de la sección respecto a Y

$i_y = \sqrt{I_y : A}$, Radio de giro de la sección respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección

c = Posición del eje Y

m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes

a = Diámetro del agujero del roblón normal

w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros

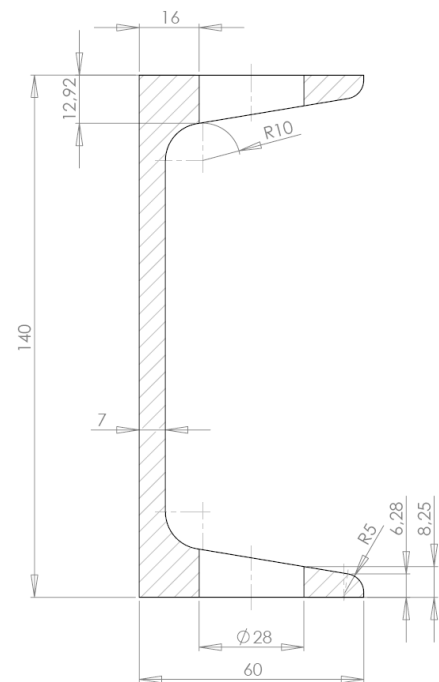
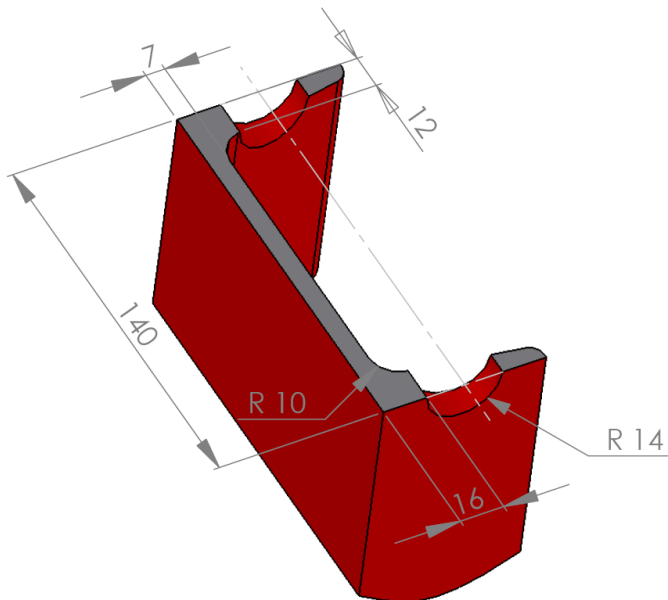
h_1 = Altura de la parte plana del alma

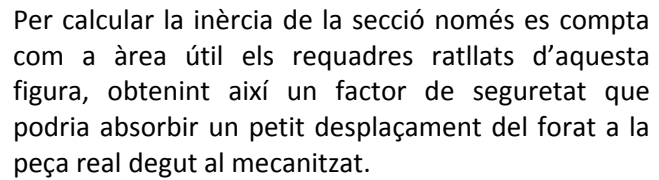
p = Peso por m

u = Perímetro

Perfil	Dimensiones							Términos de sección											Agujeros		Peso p kp/m	Suministro
	h mm	b mm	e mm	$e_1=r_1$ mm	r_1 mm	h_1 mm	u mm	A cm ²	S_x cm ³	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	I_t cm ⁴	c cm	m cm	w mm	a mm		
UPN 80	80	45	6	8	4	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C
UPN 100	100	50	6	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,6	P
UPN 120	120	55	7	9	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,4	P
UPN 140	140	60	7	10	5	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,0	P
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,8	P
UPN 180	180	70	8	11	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,0	P
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6	151	661	32,2	114	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	12,6	2,01	3,94	40	23	25,3	P
UPN 220	220	80	9	12,5	6,5	167	718	37,4	146	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	17,0	2,14	4,20	45	23	29,4	P
UPN 240	240	85	9,5	13	6,5	184	775	42,3	179	3500	300	9,22	248	39,6	2,42	20,8	2,23	4,39	45	25	33,2	P
UPN 250	250	90	10	14	7	200	834	48,3	221	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	23,7	2,36	4,66	50	25	37,9	P
UPN 280	280	95	10	15	7,5	216	890	53,3	266	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	33,2	2,53	5,02	50	25	41,8	P
UPN 300	300	100	10	16	8	232	950	58,8	316	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	40,5	2,70	5,41	55	25	46,2	P

A.2.1.1. CÀLCUL DE LA INÈRCIA SECCIÓ REAL





$$y_B = 1,15 \text{ cm}$$

$$y_c = 4,95 \text{ cm}$$

$$Y_{cdg} = 0,96 \text{ cm}$$

$$I_y = 38,92 \text{ cm}^4$$

$$i_{minim} = i_y = \sqrt{\frac{I_y}{S}} = \sqrt{\frac{38,92 \text{ cm}^4}{13,51 \text{ cm}^2}} \approx 1,70 \text{ cm}$$
$$L_p = 0,5L = 0,5 * 152 = 76 \text{ cm}$$
$$\lambda = \frac{L_p}{i_v} = \frac{76}{1,70} = 44,7 \approx 45$$

La taula indica un coeficient de vinclament de $\omega = 1,10$

$$\frac{N \cdot \omega}{S} + \frac{0,9M}{W} \leq \sigma_{admissible}$$

Com que no tenim sol·licitacions de flexió, sinó només sol·licitació normal a la secció, s'ha de complir la següent condició:

$$\frac{N \cdot \omega}{S} \leq \sigma_{admissible}$$

$$\frac{4000 \cdot 1,10}{13,51} \leq \sigma_{admissible}$$

$$325,7 \text{ Kg/cm}^2 \leq 2600 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{325,7} = 7,98$$

λ	Coeficiente ω de pandeo función de la esbeltez λ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04
30	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07
40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12
50	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21
60	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33
70	1,34	1,36	1,37	1,39	1,40	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49
80	1,51	1,53	1,55	1,57	1,60	1,62	1,64	1,66	1,69	1,71
90	1,74	1,76	1,79	1,81	1,84	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98
100	2,01	2,03	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,29
110	2,32	2,35	2,39	2,42	2,46	2,49	2,53	2,56	2,60	2,64
120	2,67	2,71	2,75	2,79	2,82	2,86	2,90	2,94	2,98	3,02
130	3,06	3,11	3,15	3,19	3,23	3,27	3,32	3,36	3,40	3,45
140	3,49	3,54	3,58	3,63	3,67	3,72	3,77	3,81	3,86	3,91
150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40
160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93
170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49
180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09
190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72
200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08
220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80
230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57
240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36

A.2.2. CONCLUSIÓ

Com demostren els càlculs la biga sol·licitada a 4000 Kg de compressió està molt lluny de patir el fenomen de vinclament. De manera que, tot i haver de foradar les ales amb un forat de Ø28, i amb un de Ø35*, n'hi ha prou amb una biga UPN140 per fer la funció de columna.

A.3. CÀLCULS BIGA SUPERIOR

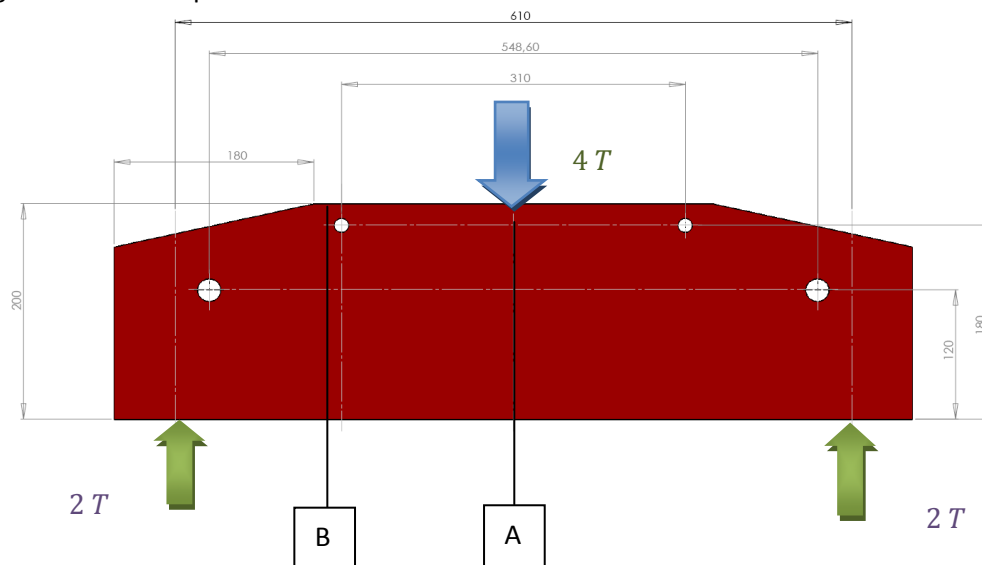
SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M : Moment flector
Ycdg : alçada centre gravetat
W : Mòdul resistent
I : radi de gir
I : inèrcia
λ : esveltesa mecànica

A.3.1. ESTUDI DE LES SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

Només s'estudiarà la secció central i la secció que passa pel forat petit, perquè la que passa pel forat gran té menys sol·licitació de flexió i menys concentració d'esforços que l'anterior. No es tindrà en compte la fatiga per que no existeixen forces fluctuants.

Per estudiar les sol·licitacions que pateixen les seccions A i B s'ha representat la biga amb la càrrega i mides corresponents.



Cal dir que no caldrà fer càlculs de la biga desmuntable, per que quan està el conjunt collat per fer la tracció de la proveta es comporta de la mateixa manera que aquesta biga sencera.

A.3.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 2.000 \text{ Kg}$
- $M_A = 2.000 * 30,5 = 61.000 \text{ Kg.cm}$

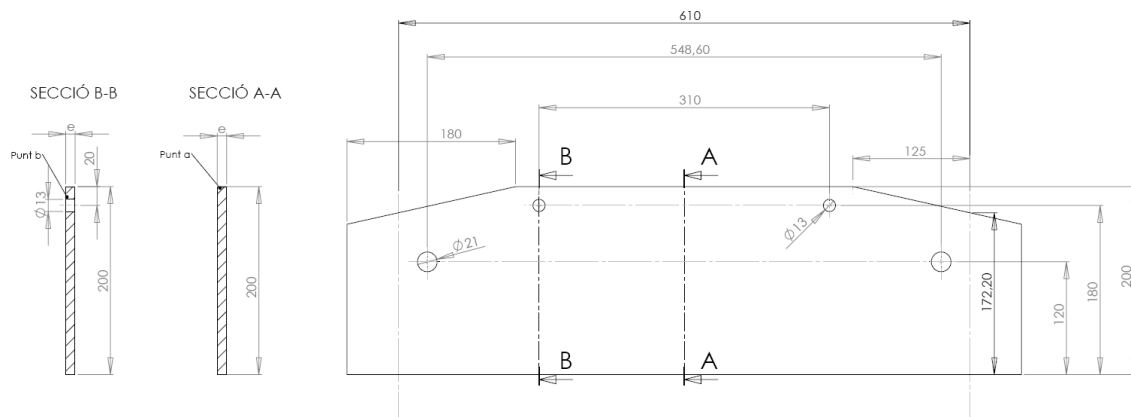
A.3.1.2. Sol·licitacions secció B

- $N = 0$
- $V = 2.000 \text{ Kg}$

$$- M_B = 2.000 * 15 = 30.000 \text{ Kg.cm}$$

A.3.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat el punt més desfavorable de cadascuna de les dues seccions anteriorment esmentades, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès cada punt.



El primer que hem de fer és calcular la posició de la línia neutra. Per fer-ho considerarem l'aresta inferior com punt de partida $y = 0$

$$y_1 = 10 \text{ cm}$$

$$y_2 = 19,07 \text{ cm}$$

$$S_T = 20 * 61 - 2 \left(\frac{2,78 * 12,5}{2} \right) - 2(\pi(0,65)^2) - 2(\pi(1,05)^2) = 1.175,7 \text{ cm}^2$$

$$y_3 = 6 \text{ cm}$$

$$y_4 = 9 \text{ cm}$$

$$Y_{cdg} = \frac{1220 * 10 - 34,75 * 19,07 - 2,65 * 6 - 6,92 * 9}{1.175,7}$$

$$Y_{cdg} = 9,74 \text{ cm}$$

CÀLCUL D'INÈRCIES

$$I_A = \frac{1}{12} * e * 20^3 = 666,66 * e$$

$$I_B = \frac{1}{12} * e * 20^3 - \frac{1}{12} * e * 1,3^3 - 1,3 * e * 8,26^2 = 577,78 * e$$

Per poder orientar i facilitar els càlculs hem realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 15 \text{ cm}$ i s'ha comprovat que en els punts de màxima tensió a i b no es sobrepassava el límit elàstic, permetent encara disminuir l'espessor fins a $e = 10 \text{ cm}$.

A.3.2.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0a} = \frac{M_A \cdot y_a}{I_A} = \frac{61.000 \text{ Kg.cm} \cdot 10,26}{666,66 \cdot e} = 938,8 \cdot e^{-1} = 938,8 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e \cdot V}{I \cdot b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 \cdot 2.000}{2 \cdot 1.175,7} = 2,5 \text{ Kg/cm}^2 \approx 0 \end{array} \right.$$

$$\sigma_{\max} = 938,8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1877,6} \approx 1,77$$

Von Misses

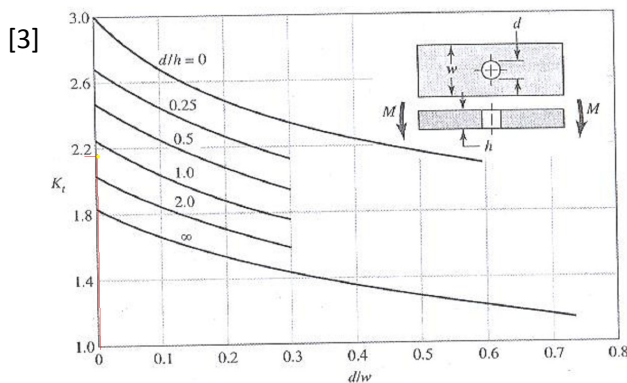
$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} \pm \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$n_{\text{estàtica}} = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

A.3.2.2. Esforços del punt "b"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0b} = \frac{M_B \cdot y_b}{I_B} = \frac{30.000 \text{ Kg.cm} \cdot 8,26}{577,78 \cdot e} = 428,9 \cdot e^{-1} = 428,9 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0b} = \frac{m_e \cdot V}{I \cdot b} \approx \frac{2 \cdot V}{3 \cdot A} \approx 0 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø13 hem de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, utilitzant els càlculs i la taula següent:



$$\left\{ \begin{array}{l} d = 13 \text{ mm} \\ W = 2000 \text{ mm} \\ h = e = 10 \text{ mm} \\ d/w = 0,0065 \\ d/h = 13/e = 1,3 \\ K_t(M) = 2,15 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0'b} = K_t \cdot \sigma_0 = 922,2 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} = \tau_0 = 0 \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$n_{\text{estàtica}} = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$\sigma_{\max} = 1844, \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{922,2} \approx 2,82$$

A.3.3. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un gruix de $e = 10 \text{ mm}$ la biga superior no falla amb un coeficient de seguretat de 1,77. Així doncs ens es queda amb aquest gruix.

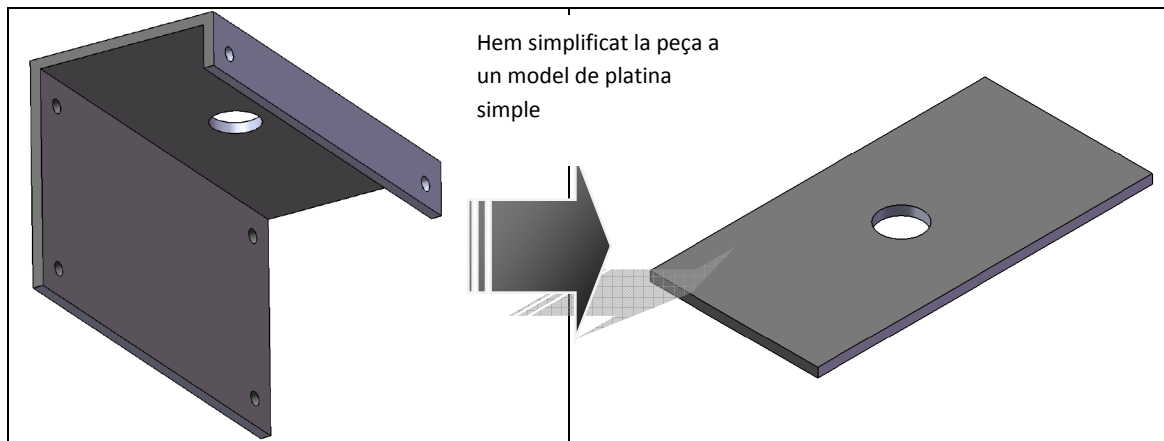
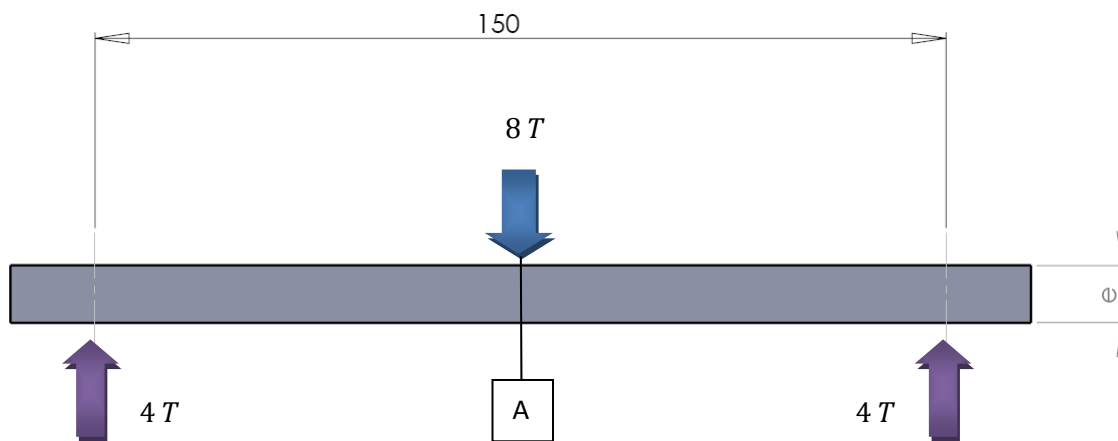
A.4. CÀLCULS PLATINA DESMUNTABLE

A.4.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

La secció central d'aquesta platina és la més sol·licitada i a més té concentracions d'esforços deguts al forat Ø45 . No es té en compte la fatiga per que no existeixen forces fluctuants.

Per estudiar les sol·licitacions d'aquesta secció A s'ha representat la biga amb la càrrega i mides corresponents.

SIMBOLOGIA
N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M : Moment flector
$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
τ_0 : esforç tallant
I : inèrcia
y : distància fis línia neutra
A : àrea



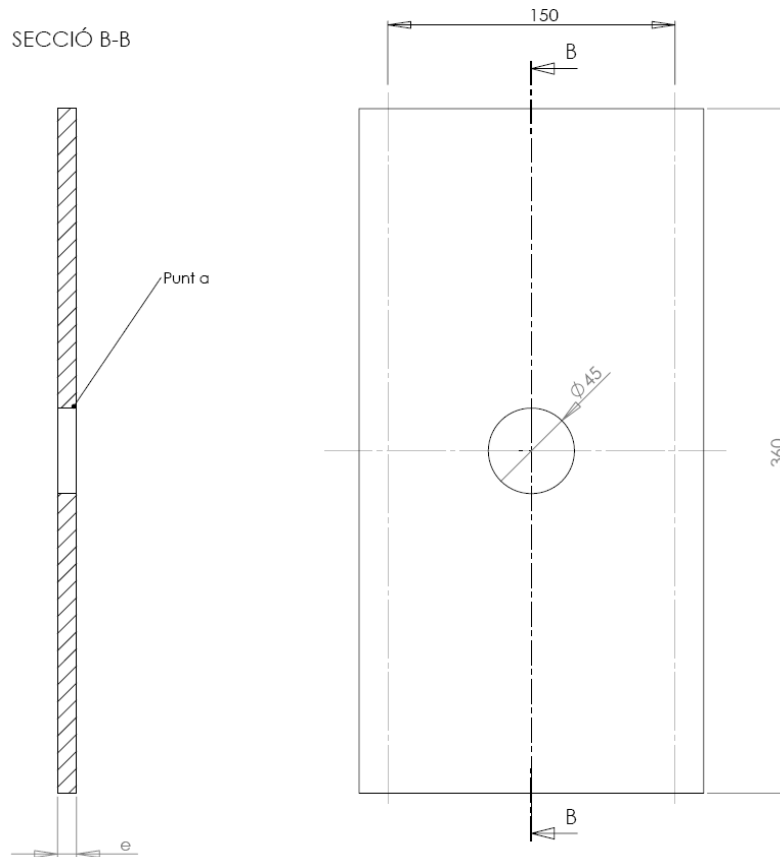
Hem simplificat la peça a un model de platina simple

A.4.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 4.000 \text{ Kg}$
- $M_A = 4.000 * 7,5 = 30.000 \text{ Kg.cm}$

A.4.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat un punt que es troba a la zona més desfavorable de la secció amb més sol·licitació de flexió, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès.



Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 10 \text{ mm}$, però només queda un coeficient de seguretat de 1,18, i s'ha optat per augmentar aquest gruix fins a $e = 12 \text{ mm}$.

$$I_{xA} = \frac{1}{12} * 36 * e^3 = 18e^3$$

$$I_{xA}(e = 1,2) = 31,1 \text{ cm}^4$$

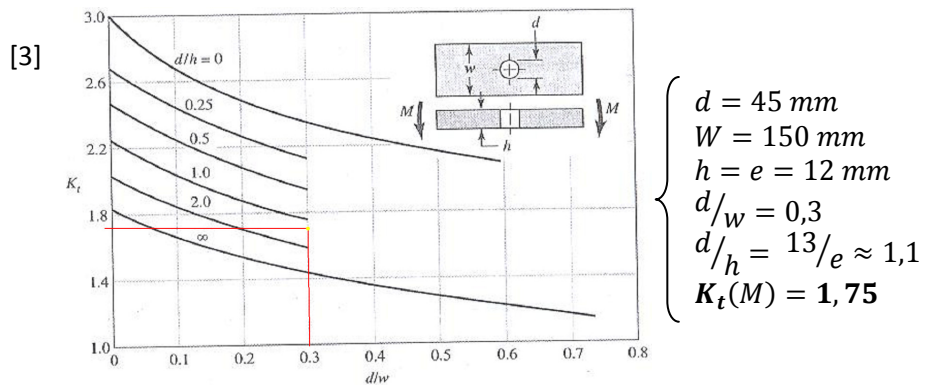
$$y_a = \frac{1}{2}e$$

$$y_a(e = 1,2) = 0,6 \text{ cm}$$

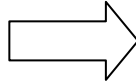
A.4.2.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0a} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{30.000 * \frac{1}{2}e}{18e^3} = 833,4 * e^{-2} = 578,75 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (36 * e)} = 166,66 * e^{-1} \approx 138,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø45 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, utilitzant els càlculs i les corbes de la pàgina següent.



$$\begin{cases} \sigma_{0'b} = K_t * \sigma_0 = 1012,8 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} = \tau_0 = 138,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$



$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Von Misses

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{0'}}{2}\right)^2 + \tau_{0'}^2}$$

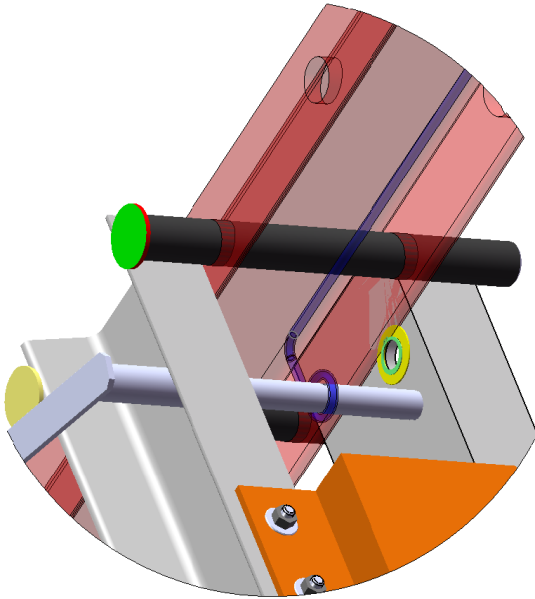
$$\sigma_{max} = 1537,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1537,9} \approx 1,69$$

A.4.3. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un gruix de $e = 12 \text{ mm}$ la platina superior no falla amb un coeficient de seguretat de 1,69 .Així doncs s'ha quedat amb aquest gruix.

A.5. CÀLCULS RECOLZAMENT MASSÍS DE CÀRREGA



SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció

V : Força tallant

M: Moment flector

$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N

$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M

τ_0 : esforç tallant

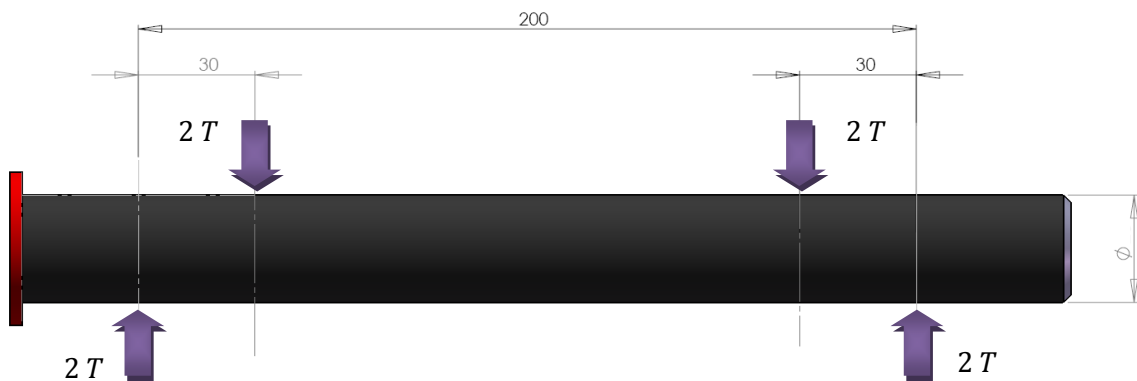
I: inèrcia

y: distància fis línia neutra

A: àrea

S'ha fet un estudi del rodó massís per trobar quines són les seves seccions més sol·licitades.

Per fer-ho s'ha el següent model amb les respectives càrregues màximes a que està sotmès.

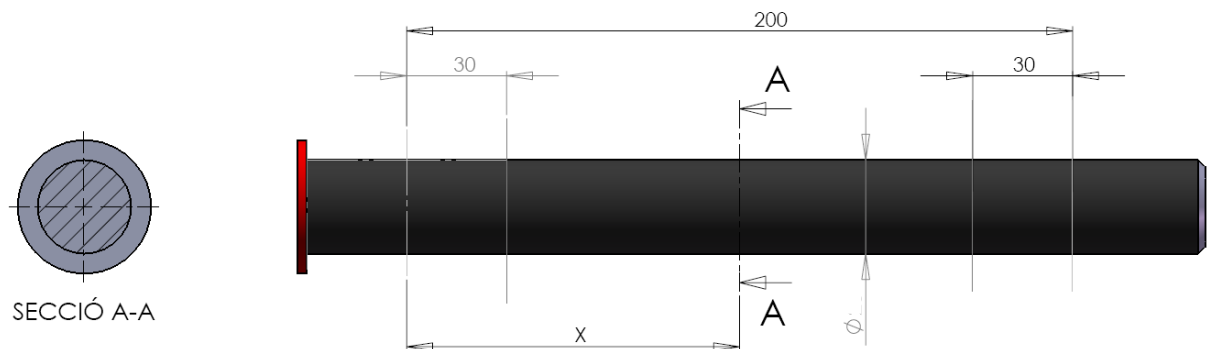


A.5.1. Sol·licitació màxima

- $N = 0$
- $V = -2.000Kg$
- $M_A = -2.000 * 3 = -6.000 Kg.cm$

Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un \varnothing de 25 mm i s'ha comprovat que no era suficient, de manera que finalment ha quedat un eix de $\varnothing 35$.

La sol·licitació màxima es dona a les seccions compreses entre $30 < x < 230$ tal i com s'ha representat a la figura.



En seccions circulars els punts més sol·licitats segueixen el següent:

$$\tau(T) = \frac{16T}{\pi d^3} = 0$$

$$\sigma(M_f) = \frac{M \cdot y}{I_p} \approx \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 6.000}{\pi(\varnothing)^3} = 61.115,5 \cdot \varnothing^{-3} = 1.425,4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau(V) = \frac{16V}{3\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2000}{3\pi(\varnothing)^3} = 3.395,3 \cdot \varnothing^{-3} = 79,2 \text{ Kg/cm}^2.$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{\pm} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = 2142,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{2142,5} \approx 1,21$$

A.5.2. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un diàmetre mínim de $\varnothing = 35\text{mm}$ l'eix no falla amb un coeficient de seguretat de 1,2 .Així doncs es queda amb aquest $\varnothing 35$.

A.6. CÀLCULS PLATINA SUBJECCIÓ CILINDRES

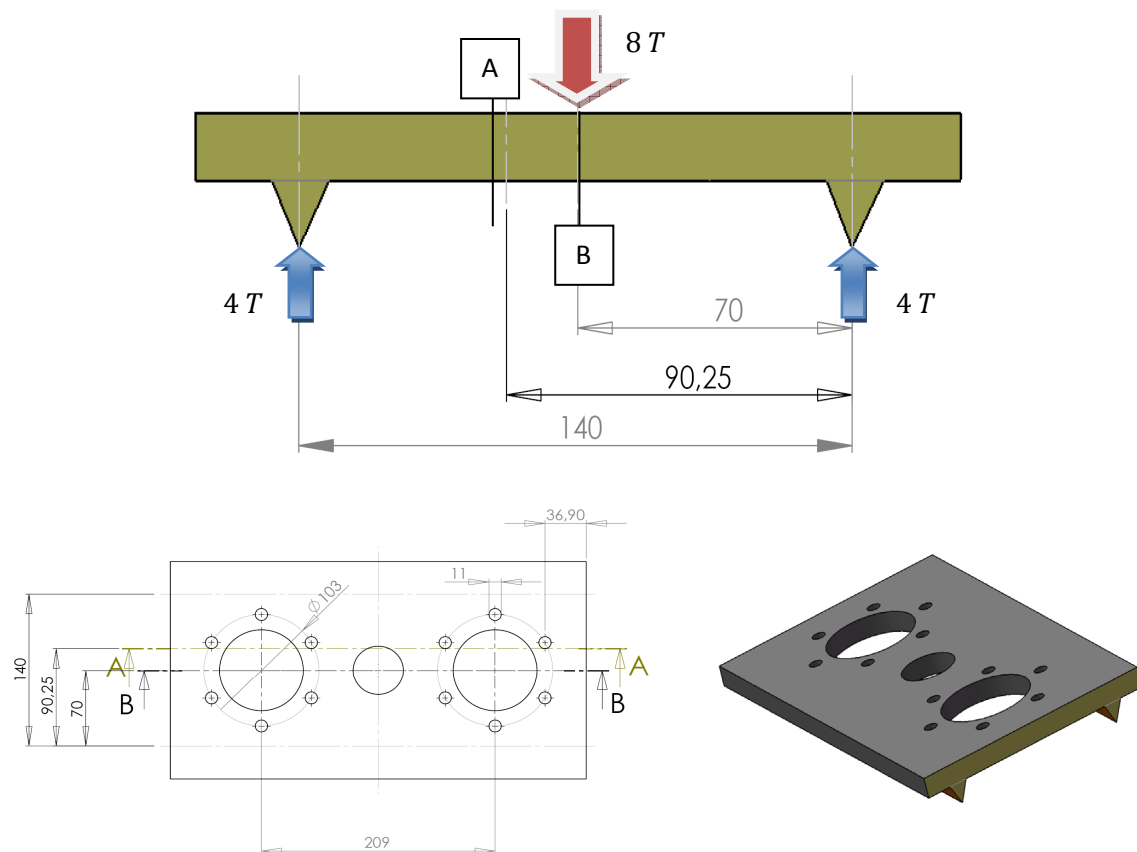
SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M: Moment flector
 $\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
 $\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
 τ_0 : esforç tallant
e: espessor

A.6.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

S'ha escollit les seccions A i B descrites a continuació com a seccions més desfavorables, seguint criteris de màxima sol·licitació i concentració de tensions. No s'ha tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.

Per estudiar les seccions més sol·licitades s'ha simplificat la platina de subjecció de cilindres al model representat a continuació:



A.6.1.1. Sol·licitacions secció A

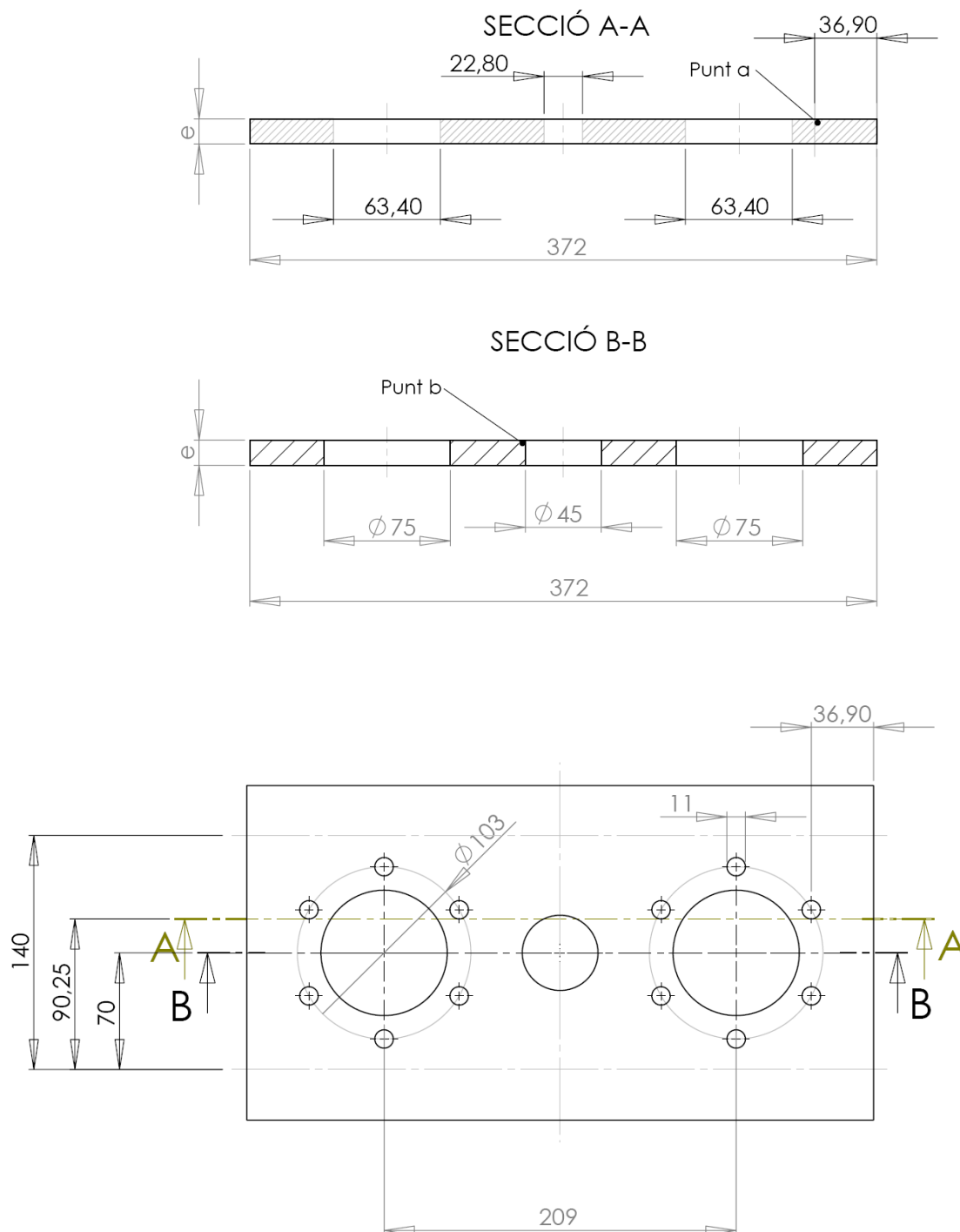
- $N = 0$
- $V = 4.000 Kg$
- $M_A = 4.000 * 2,025 = 8.100 Kg.cm$

A.6.1.2. Sol·licitacions secció B

- $N = 0$
- $V = 4.000 Kg$
- $M_B = 4.000 * 7 = 28.000 Kg.cm$

A.6.3. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat el punt més desfavorable de cadascuna de les dues seccions anteriorment esmentades, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès cada punt.

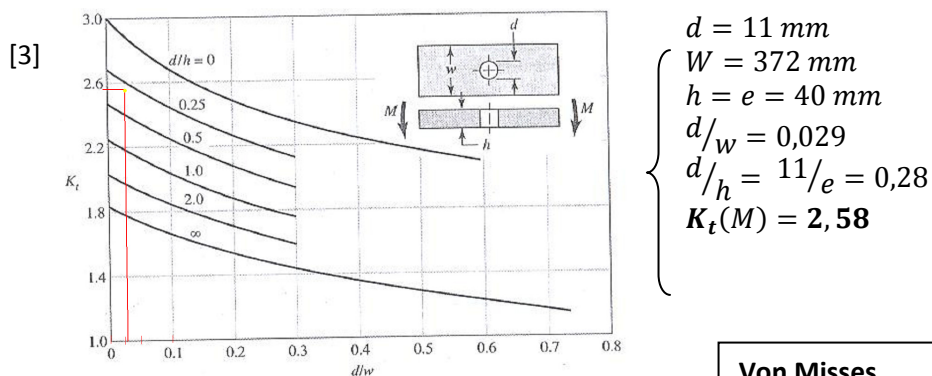


Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 5 \text{ cm}$ i s'ha comprovat que es pot disminuir una mica, de manera que finalment s'ha decidit un espessor de $e = 4 \text{ cm}$.

A.6.3.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0a} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{8.100 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(22,24)e^3} = 2.185,2 * e^{-2} \approx 136,6 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (22,24 * e)} = 269,8 * e^{-1} \approx 67,45 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø11 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que es calcula a continuació:



$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0'a} = K_t * \sigma_0 = 352,5 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'a} = \tau_0 = 67,45 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$\sigma_{max} = 541,2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{541,2} \approx 4,80$$

Von Misses

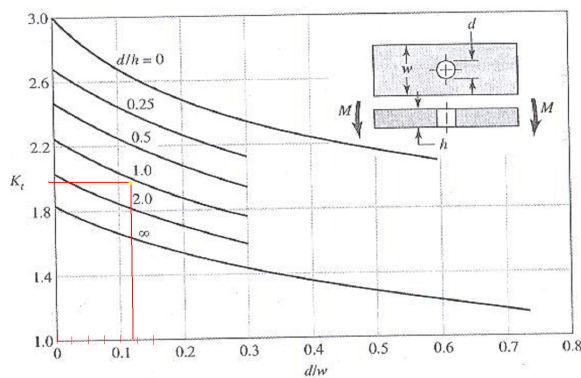
$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0,-} + \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

A.6.3.2. Esforços del punt "b"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0b} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{28.000 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(17,7)e^3} = 9.491,5 * e^{-2} \approx 593,2 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0b} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (17,7 * e)} = 339 * e^{-1} \approx 84,75 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø45 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que en aquest cas és igual que l'anterior:



$$\left\{ \begin{array}{l} d = 45 \text{ mm} \\ W = 372 \text{ mm} \\ h = e = 40 \text{ mm} \\ d/W = 0,12 \\ d/h = 45/e = 1,13 \\ K_t(M) = 2 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0'b} = K_t * \sigma_0 = 1186,4 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} = \tau_0 = 84,75 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right. \Rightarrow$$

Von Misses

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{-}^{+} \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

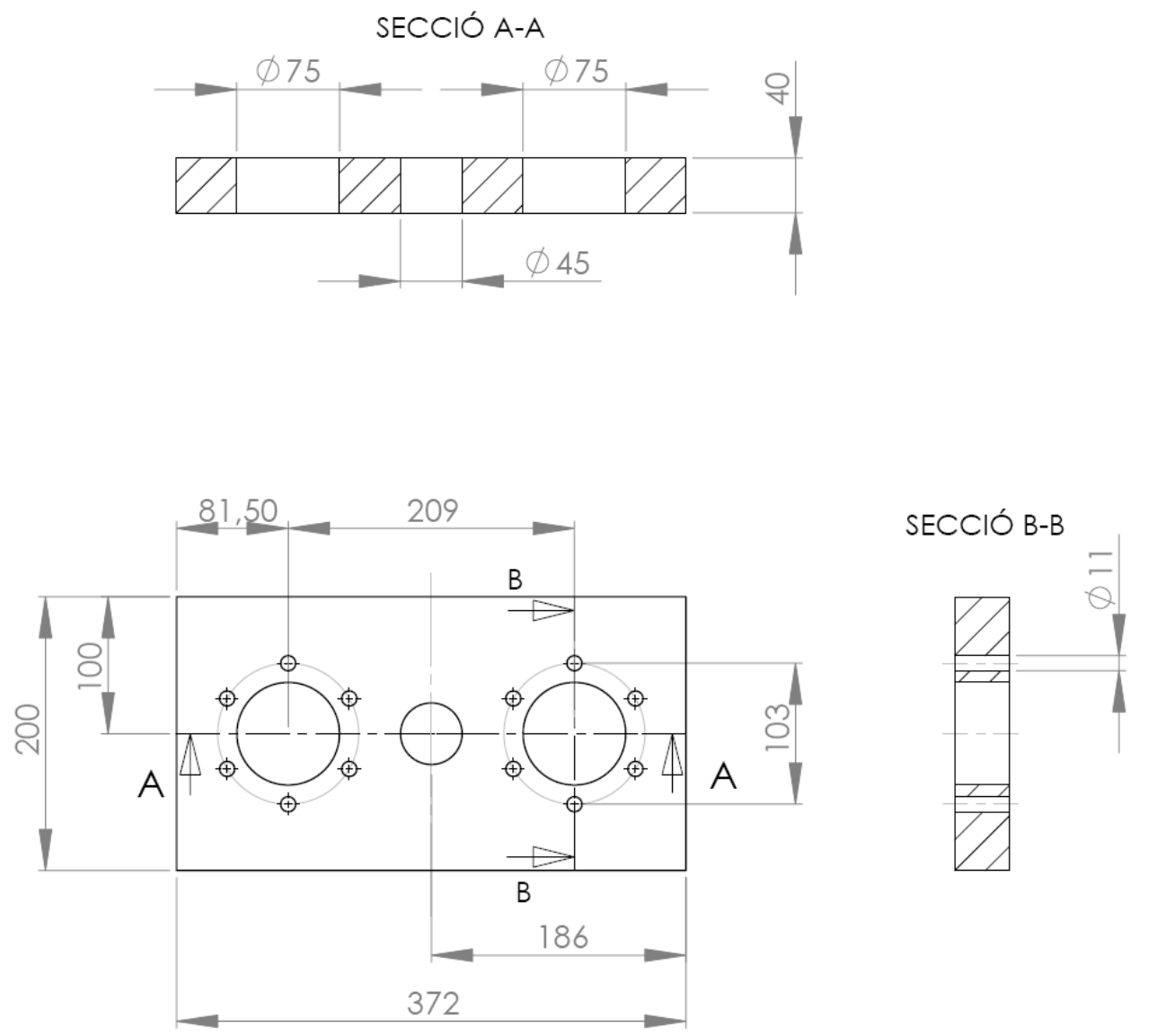
$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = 1785,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1785,6} \approx 1,45$$

A.6.4. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un espessor mínim de $e = 40 \text{ mm}$ la platina de subjecció de cilindres no falla, per tant la platina es queda amb aquest gruix.



Amb aquestes cotes queda descrita la geometria que ha de tenir aquesta platina per fer la funció que se li assigna i suportar un màxim de 8 Tones a flexió amb un coeficient de seguretat de 1,45 .

A.7. Càlculs Platina Subjecció Barra

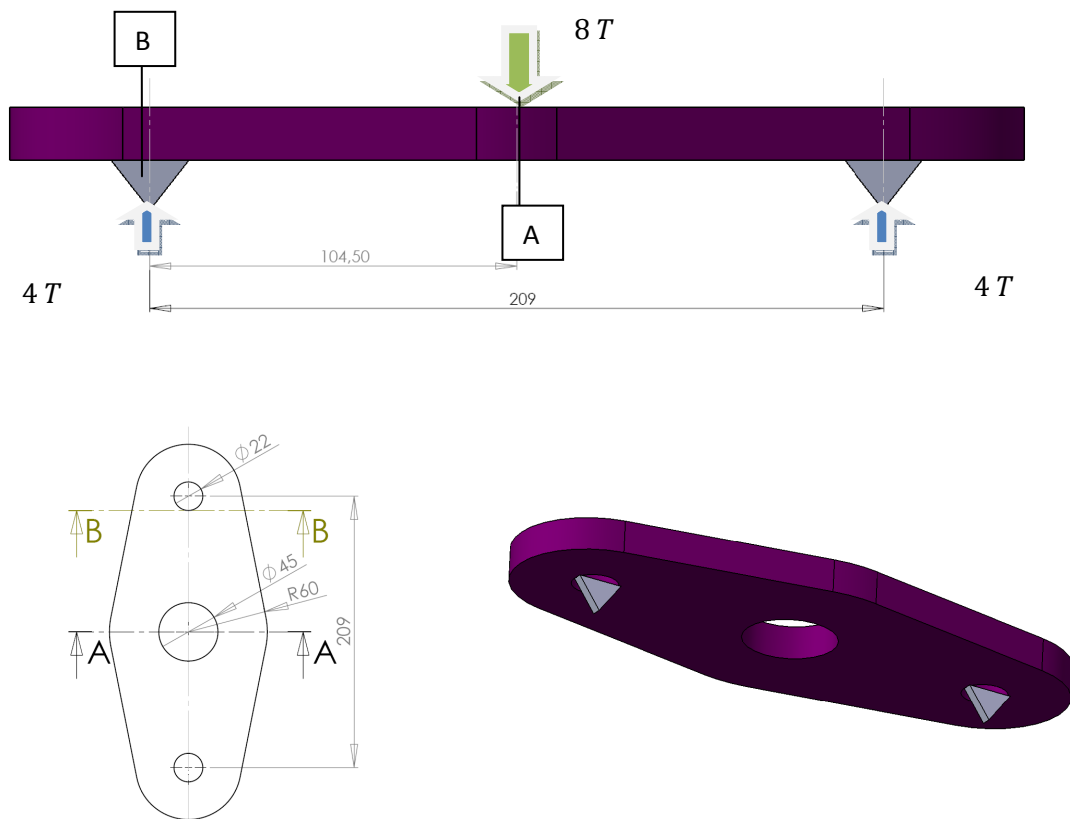
A.7.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

S'ha escollit les seccions A i B descrites a continuació com a seccions més desfavorables, seguint criteris de màxima sol·licitació i concentració de tensions. No s'ha tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.

SIMBOLOGIA

$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
 τ_0 : esforç tallant
 N : Força normal a la secció
 V : Força tallant
 M: Moment flector
 $\sigma(N)$: Esforç normal degut a N

Per estudiar les seccions més sol·licitades s'ha simplificat la platina al model representat a continuació:



A.7.1.1. Sol·licitacions secció A

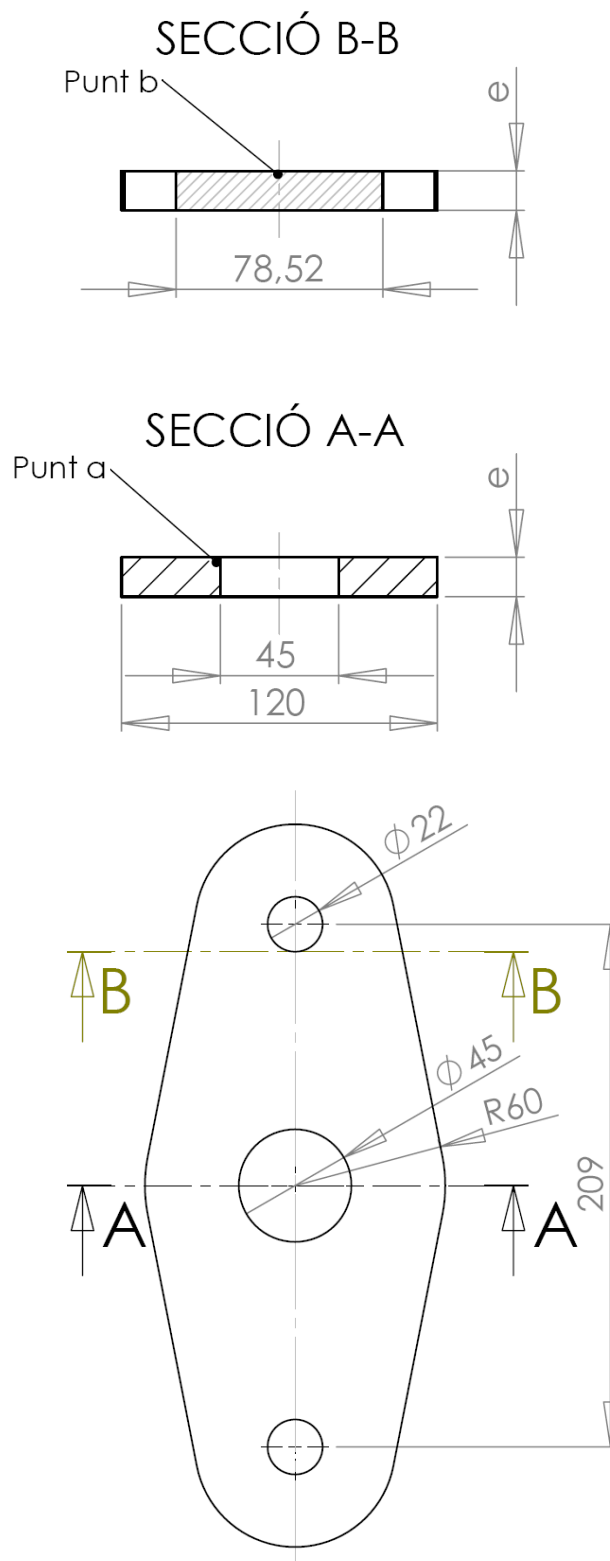
- $N = 0$
- $V = 4.000 Kg$
- $M_A = 4.000 * 10,45 = 41.800 Kg.cm$

A.7.1.2. Sol·licitacions secció B

- $N = 0$
- $V = 4.000 Kg$
- $M_B = 4.000 * 1,1 = 4.400 Kg.cm$

A.7.3. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat el punt més desfavorable de cadascuna de les dues seccions anteriorment esmentades, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès cada punt.

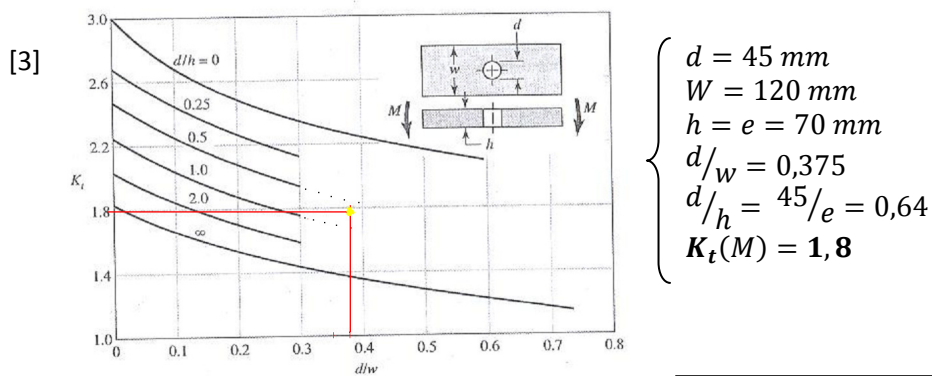


Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 4,5 \text{ cm}$ i s'ha comprovat que en el punt a es sobrepassava el límit elàstic, de manera que finalment s'ha decidit un espessor de $e = 7 \text{ cm}$.

A.7.3.1. Esforços del punt "a"

$$\begin{cases} \sigma_{0a} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{41.800 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(7,5)e^3} = 33.440 * e^{-2} \approx 682,5 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (7,5 * e)} = 800 * e^{-1} \approx 114,3 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$

Degut al forat Ø45 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que es calcula a continuació:



$$\begin{cases} \sigma_{0'a} = K_t * \sigma_0 = 1.228,5 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'a} = \tau_0 = 114,3 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases} \Rightarrow$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} \pm \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$\sigma_{max} = 1853,3 \text{ Kg/cm}^2$$

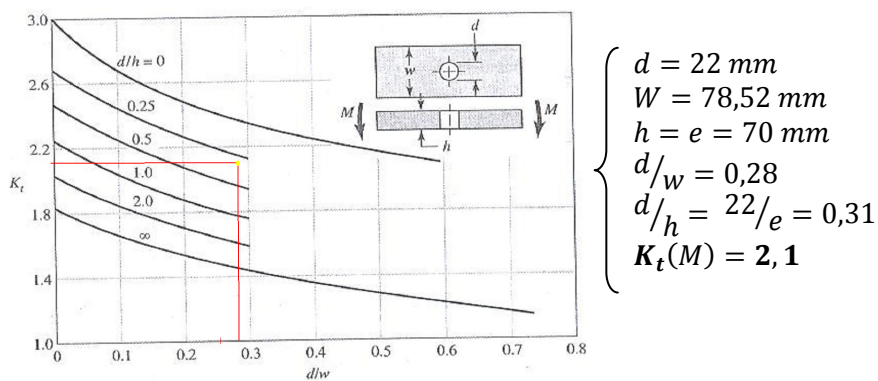
$$n = \frac{2600}{1853,3} \approx 1,40$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

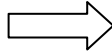
A.7.3.2. Esforços del punt "b"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0b} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{4.400 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(78.52)e^3} = 336.2 * e^{-2} \approx 6,86 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0b} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (78,52 * e)} = 76,4 * e^{-1} \approx 10,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø32 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que en aquest cas és igual que l'anterior:



$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0'b} = K_t * \sigma_0 = 14,4 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} = \tau_0 = 10,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$



$$\sigma_{x,y} = \sigma_{\pm} = \frac{\sigma_0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_0}{2}\right)^2 + \tau_0^2}$$

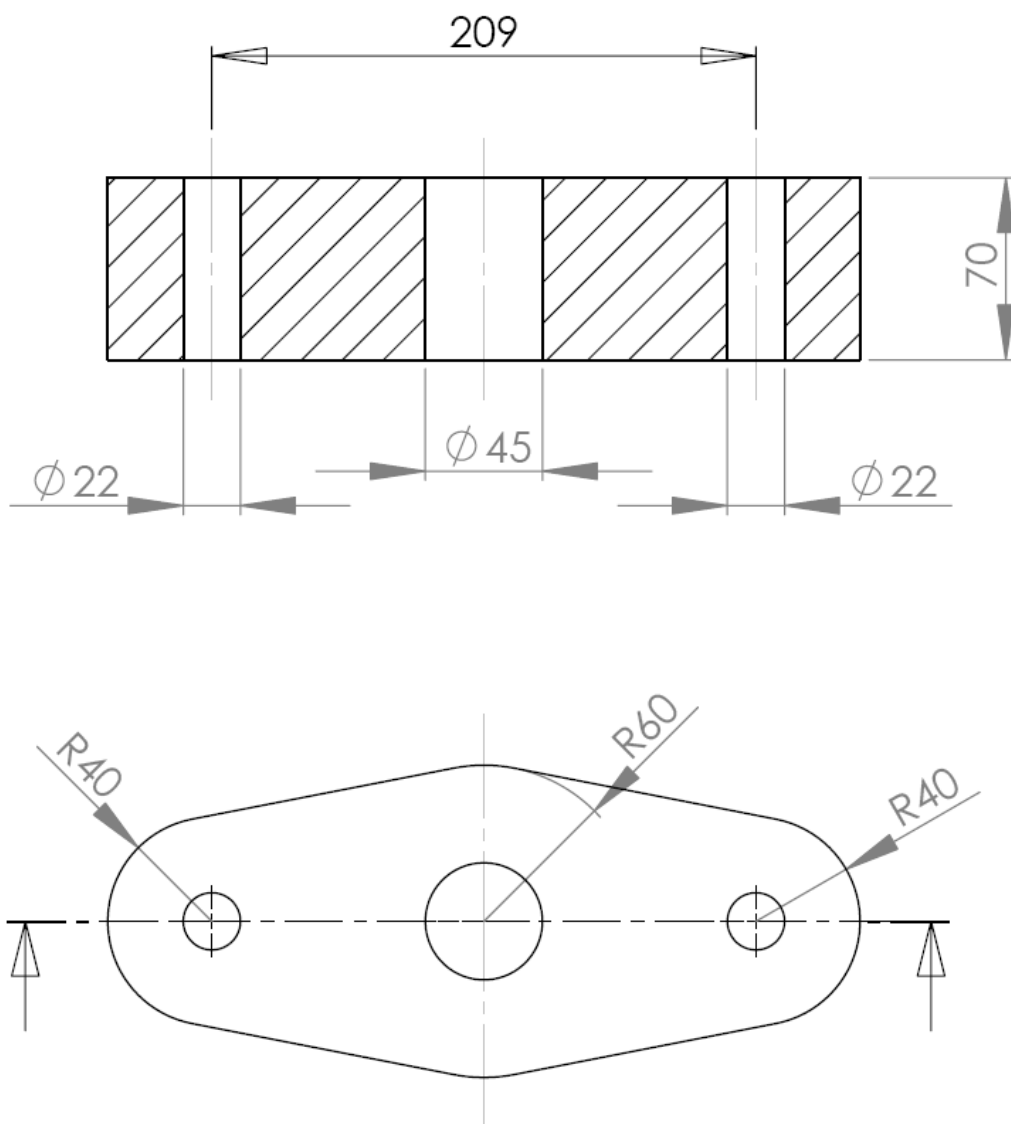
$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = 27,5 \text{ Kg/cm}^2$$

A diferencia del punt a la sol·licitació de flexió és molt baixa i per tant en aquest cas no estem davant d'un punt crític.

A.7.4. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un espessor mínim de $e = 70 \text{ mm}$ la platina de subjecció de barra FRP no falla, per tant es queda amb aquest gruix.



Amb aquestes cotes queda descrita la geometria que ha de tenir aquesta peça per poder fer la funció que si li assigna i suportar un màxim de 8 Tones a flexió, amb un coeficient de seguretat de 1,4 .

ANNEX B: MÀQUINA DE TRACCIÓ PER PALANCA

B.1. CÀLCULS PALANCA

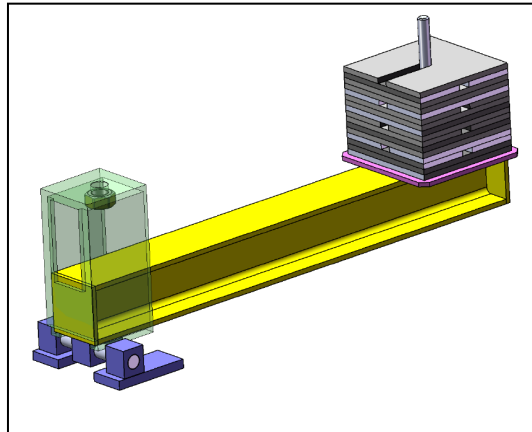
SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció

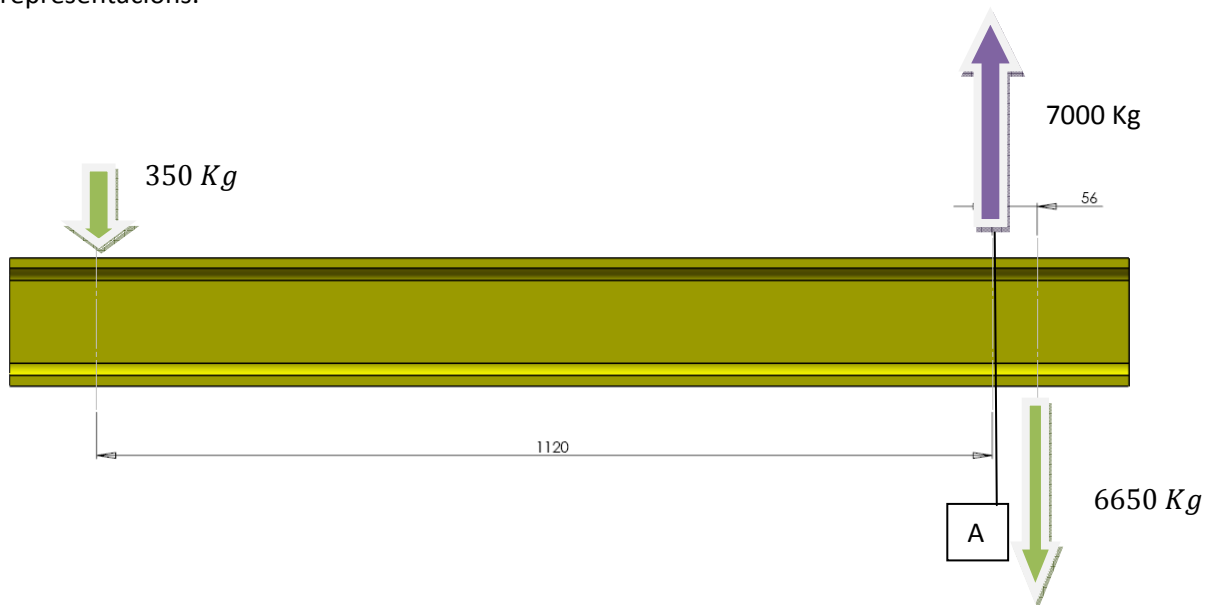
V : Força tallant

M: Moment flector

W: Mòdul resistent



Es tracta d'una biga HEB160 carregada de la forma que hi ha representada a continuació.
representacions.



B.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 6.650 \text{ Kg}$
- $M_A = 6.650 * 5,6 = 37.240 \text{ Kgcm}$

Tabla B.3

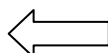
Perfiles HEB, HEA, HEM

A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
 $W_x = 2I_x : h$: Módulo resistente de la sección respecto a X
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a X
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
 $W_y = 2I_y : b$: Módulo resistente de la sección, respecto a Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a Y

J_t = Módulo de torsión de la sección
 I_a = Módulo de alabeo de la sección
 u = Perímetro de la sección
 a = Diámetro del agujero del roblon normal
 w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
 h_f = Altura de la parte plana del alma
 p = Peso por m

	Dimensiones							Términos de sección										Agujeros			Peso	Suministro
Perfil	<i>h</i> mm	<i>b</i> mm	<i>e</i> mm	<i>e_f</i> mm	<i>r</i> mm	<i>h_f</i> mm	<i>u</i> mm	<i>A</i> cm ²	<i>S_x</i> cm ³	<i>I_x</i> cm ⁴	<i>W_x</i> cm ³	<i>i_x</i> cm	<i>I_y</i> cm ⁴	<i>W_y</i> cm ³	<i>i_y</i> cm	<i>I_a</i> cm ⁶	<i>w</i> mm	<i>w_f</i> mm	<i>a</i> mm	<i>p</i> kp/m		
HEB 100	100	100	6	10	12	56	567	26,0	52,1	450	90	4,16	167	33	2,53	9,34	3375	55	—	13	20,4	P
HEB 120	120	120	6,5	11	12	74	686	34,0	82,6	864	144	5,04	318	53	3,06	14,9	9410	65	—	17	26,7	P
HEB 140	140	140	7	12	12	92	805	43,0	123	1509	216	5,93	550	79	3,58	22,5	22480	75	—	21	33,7	P
HEB 160	160	160	8	13	15	104	918	54,3	177	2492	311	6,78	889	111	4,05	33,2	47940	85	—	23	42,6	P
HEB 180	180	180	8,5	14	15	122	1040	65,3	241	3831	426	7,66	1363	151	4,57	46,5	93750	100	—	25	51,2	P
HEB 200	200	200	9	15	18	134	1150	78,1	321	5696	570	8,54	2003	200	5,07	63,4	171100	110	—	25	61,3	P
HEB 220	220	220	9,5	16	18	152	1270	91,0	414	8091	736	9,43	2843	258	5,59	84,4	295400	120	—	25	71,5	P
HEB 240	240	240	10	17	21	164	1380	106,0	527	11259	938	10,3	3923	327	6,08	110	486900	90	35	25	83,2	P
HEB 260	260	260	10	17,5	24	177	1500	118,4	641	14919	1150	11,2	5135	395	6,58	130	753700	100	40	25	93,0	P
HEB 280	280	280	10,5	18	24	196	1620	131,4	767	19270	1380	12,1	6595	471	7,09	153	1130000	110	45	25	103	P
HEB 300	300	300	11	19	27	208	1730	149,1	934	25166	1680	13,0	8563	571	7,58	192	1688000	120	50	25	117	P
HEB 320	320	300	11,5	20,5	27	225	1770	161,3	1070	30823	1930	13,8	9239	616	7,57	241	2069000	120	50	25	127	P
HEB 340	340	300	12	21,5	27	243	1810	170,9	1200	36656	2160	14,6	9690	646	7,53	278	2454000	120	50	25	134	P
HEB 360	360	300	12,5	22,5	27	261	1850	180,6	1340	43193	2400	15,5	10140	676	7,49	320	2883000	120	50	25	142	P
HEB 400	400	300	13,5	24	27	298	1930	197,8	1620	57680	2880	17,1	10819	721	7,40	394	3817000	120	50	25	155	P
HEB 450	450	300	14	26	27	344	2030	218,0	1990	79887	3550	19,1	11721	781	7,33	500	5258000	120	50	25	171	P
HEB 500	500	300	14,5	28	27	390	2120	238,6	2410	107176	4290	21,2	12624	842	7,27	625	7018000	120	45	28	187	C
HEB 550	550	300	15	29	27	438	2220	254,1	2800	136691	4970	23,2	13077	372	7,17	701	8856000	120	45	28	199	C
HEB 600	600	300	15,5	30	27	486	2320	270,0	3210	171041	5700	25,2	13530	902	7,08	783	10965000	120	45	28	212	C

$$W_x = 311 \text{ cm}^3$$



$$M_{f\text{màxim}} = M_A = 37.240 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma_{\text{admissible}} \geq \frac{M_{f\text{màxim}}}{W_x}$$

$$2600 \text{ Kg/cm}^2 \geq 119,7 \text{ Kg/cm}^2$$

B.1.2. CONCLUSIÓ

No cal doncs fer més càlculs perquè es veu clar que aquesta biga HEB160 aguenta sobradament la carrega de 7000 Kg en efecte palanca de 1:21 que se li demana.

B.2. CÀLCULS EIX RECOLZAMENT

SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció

V : Força tallant

M: Moment flector

T: Moment torsor

$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N

$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M

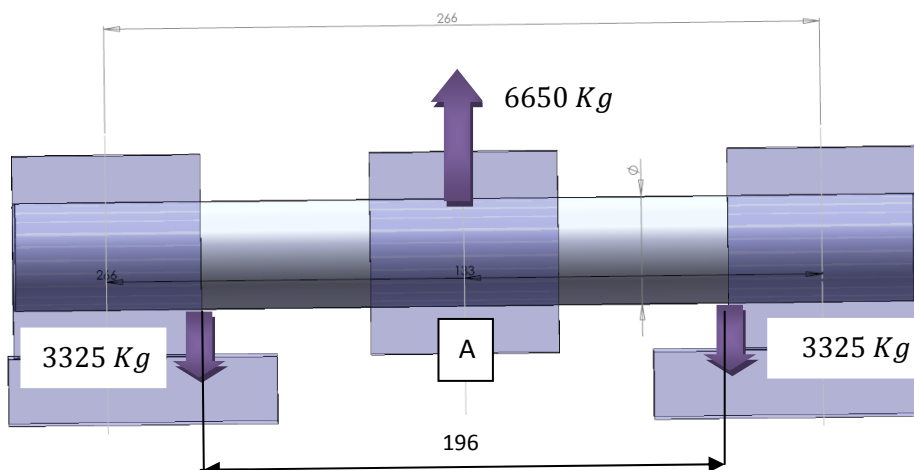
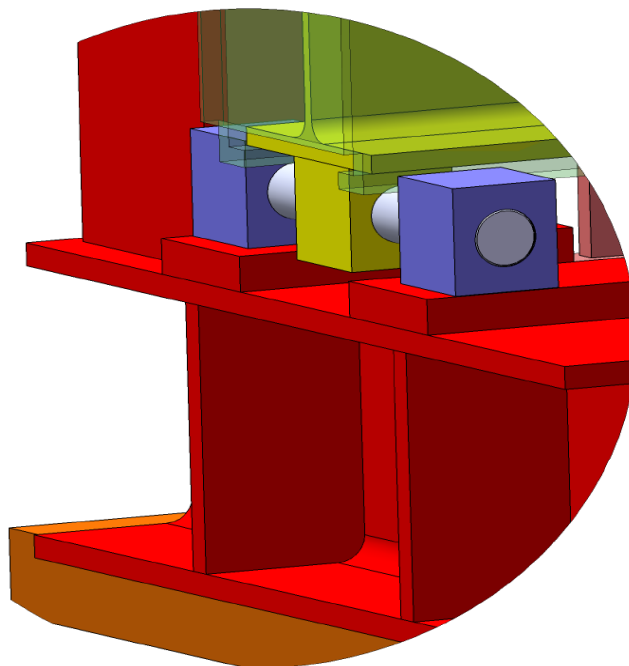
$\tau(V)$: esforç tallant degut a V

$\tau(T)$: esforç tallant degut a T

S'ha fet un estudi de la secció central de l'eix que hem considerat la més desfavorable.

Per fer-ho s'ha representat un model amb les respectives càrregues màximes a que estarà sotmès.

Després d'haver realitzat aquests càlculs s'ha hagut de variar tot el disseny del recolzament perquè s'ha de posar un diàmetre mínim molt més gran del que es pensava inicialment.



B.2.1. Sol·licitació màxima

- $N = 0$
- $V = 3325 \text{ Kg}$
- $M_A = 3325 * 9,8 = 32.585 \text{ Kg.cm}$

Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un \emptyset de 40 mm i s'ha comprovat que no era suficient, de manera que finalment ha quedat un eix de $\emptyset 65$.

En seccions circulars els punts més sol·licitats segueixen el següent:

$$\tau(T) = \frac{16T}{\pi d^3} = 0$$

$$\sigma(M_f) = \frac{M * y}{I_p} \approx \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 32.585}{\pi(\emptyset)^3} = 331.908 * \emptyset^{-3} = 1208,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau(V) = \frac{16V}{3\pi d^3} = \frac{16 * 3.325}{3\pi(\emptyset)^3} = 5.644,7 * \emptyset^{-3} = 20,6 \text{ Kg/cm}^2.$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{\pm} \pm \sqrt{(\sigma/2)^2 + \tau^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = 1813,3 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1813,3} \approx 1,43$$

B.2.2. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un diàmetre mínim de $\emptyset = 65\text{mm}$ l'eix no falla amb un coeficient de seguretat de 1,43 .Així doncs es queda amb un $\emptyset 65$.

B.3. Càlculs Tirant de Tracció

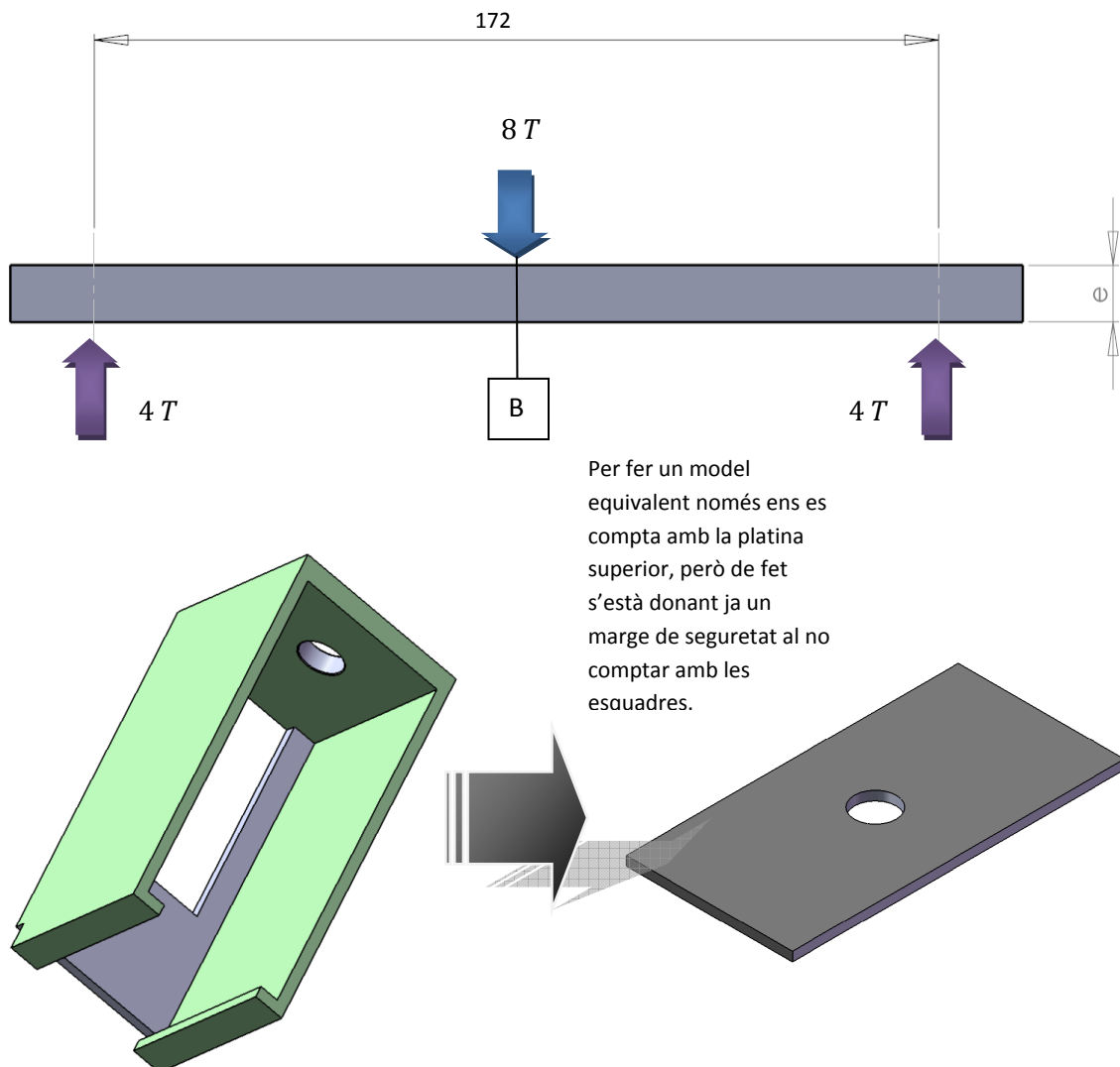
B.3.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

La secció central d'aquesta biga és la més sol·licitada i a més té concentracions d'esforços deguts al forat Ø45. No es té en compte la fatiga per que no existeixen forces fluctuants.

Per estudiar les sol·licitacions d'aquesta secció A s'ha representat la biga amb la càrrega i mides corresponents.

SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M: Moment flector
T: Moment torsor
 $\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
 $\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
 $\tau(V)$: esforç tallant degut a V
 $\tau(T)$: esforç tallant degut a T
y: Distància fins a la línia neutra
I: inèrcia



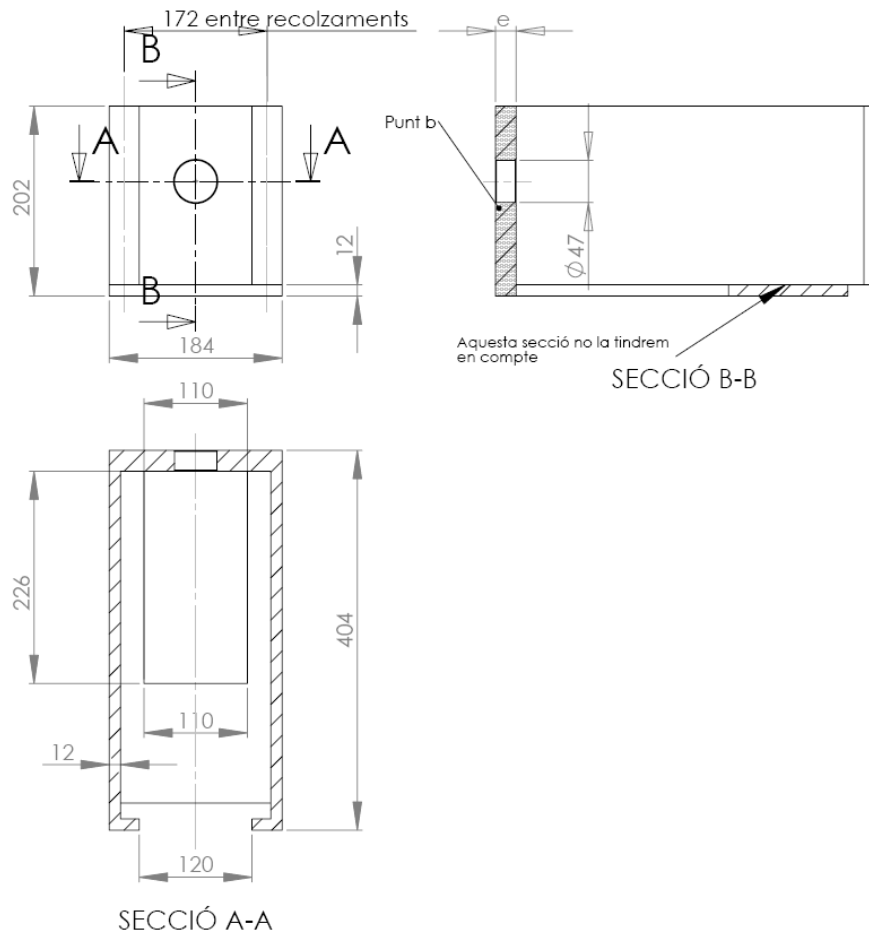
B.3.2 Sol·licitacions secció B

- $N = 0$

- $V = 4.000 \text{ Kg}$
- $M_B = 4.000 * 8,6 = 30.000 \text{ kg.cm}$

B.3.3. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat un punt que es troba a la zona més desfavorable de la secció amb més sol·licitació de flexió, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès.



Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 30 \text{ mm}$, però era ajustar massa i s'ha optat per augmentar aquest gruix fins a $e = 40 \text{ mm}$.

$$I_{x_A} = \frac{1}{12} * 20,2 * e^3 = 1,68 * e^3$$

$$I_{x_A}(e = 4) = 107,52 \text{ cm}^4$$

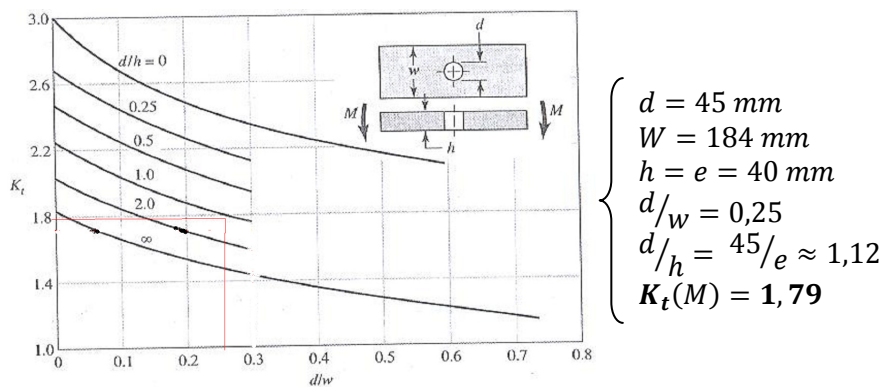
$$y_a = \frac{1}{2}e$$

$$y_a(e = 4) = 2 \text{ cm}$$

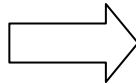
B.3.3.1 Esforços del punt "b"

$$\begin{cases} \sigma_{0b} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{30.000 * \frac{1}{2}e}{1,68e^3} = 8928,57 * e^{-2} = 558 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0b} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (20,2 * e)} = 297 * e^{-1} \approx 74,3 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$

Degut al forat Ø45 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, utilitzant els càlculs i les corbes de la pàgina següent.



$$\begin{cases} \sigma_{0'b} = K_t * \sigma_0 = 998,8 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} = \tau_0 = 74,3 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases}$$



$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Von Misses

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} \pm \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$\sigma_{max} = 1503,7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1503,7} \approx 1,72$$

B.3.4. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un gruix de $e = 40 \text{ mm}$ de platina del tirant de la palanca la peça no falla amb un coeficient de seguretat de 1,72 .Així doncs es queda amb aquest gruix.

B.5. Càlculs biga superior

B.5.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

La secció central d'aquesta platina és la més sol·licitada i a més té concentracions d'esforços deguts al forat Ø45. No es té en compte la fatiga per que no existeixen forces fluctuants.

Per estudiar les sol·licitacions d'aquesta secció A s'ha representat la biga amb la càrrega i mides corresponents.

SIMBOLOGIA

N : Força normal a la secció

V : Força tallant

M: Moment flector

T: Moment torsor

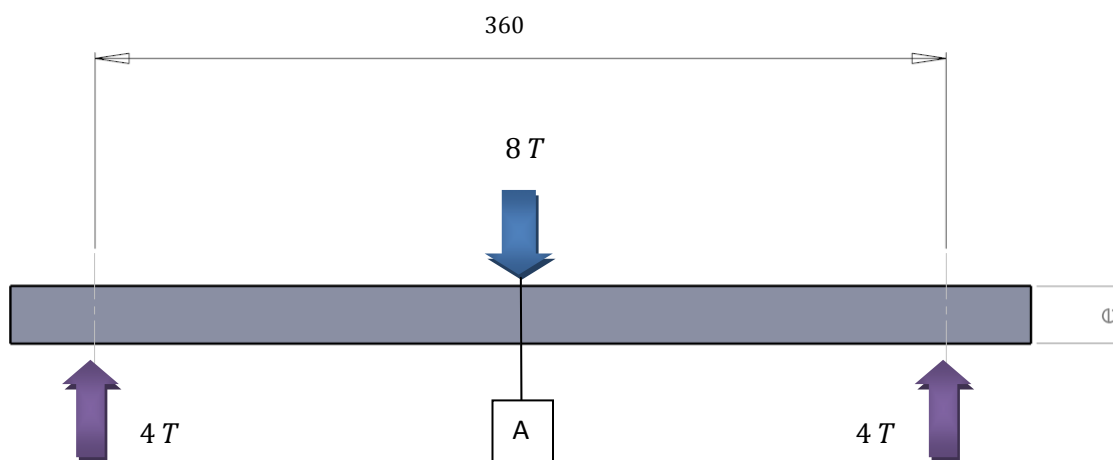
$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N

$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M

$\tau(V)$: esforç tallant degut a V

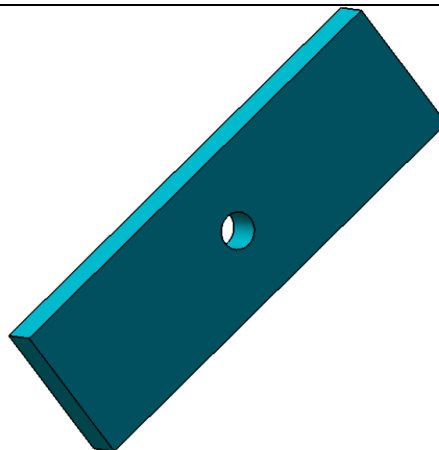
$\tau(T)$: esforç tallant degut a T

I: inèrcia



B.5.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 4.000 \text{ Kg}$
- $M_A = 4.000 * 18 = 72.000 \text{ Kg.cm}$



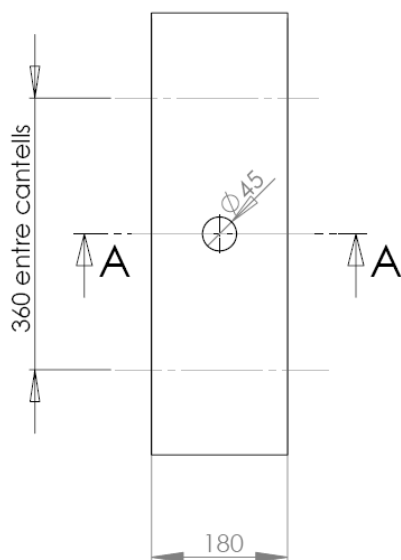
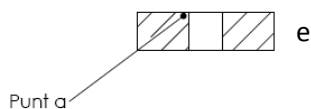
B.5.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat un punt que es troba a la zona més desfavorable de la secció amb més sol·licitació de flexió, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès.

Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 50 \text{ mm}$ i fallava. Després s'ha provat amb $e = 60 \text{ mm}$ i també fallava per poc. Finalment s'ha quedat amb $e = 80 \text{ mm}$.

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{x_A} = \frac{1}{12} * 13,5 * e^3 = 1,12 * e^3 \\ I_{x_A}(e = 8) = 573,44 \text{ cm}^4 \\ y_a = \frac{1}{2}e \\ y_a(e = 8) = 4 \text{ cm} \end{array} \right.$$

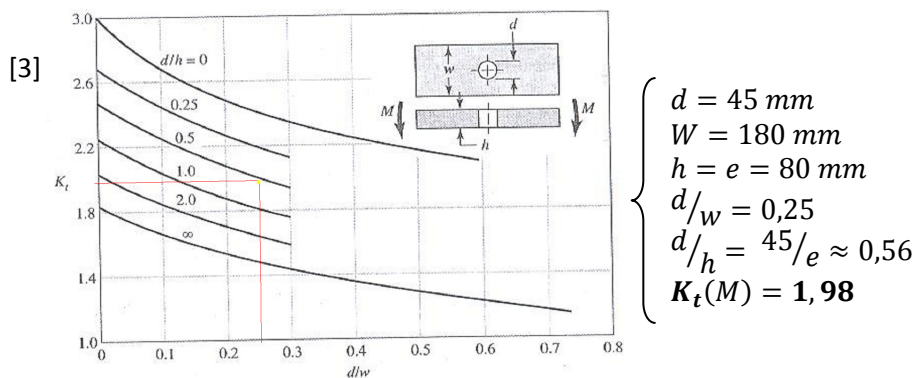
SECCIÓ A-A



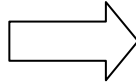
B.5.2.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{0a} &= \frac{M_A \cdot y_a}{I_A} = \frac{72.000 \cdot \frac{1}{2}e}{1,12e^3} = 32.142,8 * e^{-2} \approx 502,2 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} &= \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 4.000 \text{ Kg}}{2 * (13,5 * e)} = 444,4 * e^{-1} \approx 55,6 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right.$$

Degut al forat Ø45 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, utilitzant els càlculs i les corbes de la pàgina següent.



$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{0'b} &= K_t * \sigma_0 = 994,4 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} &= \tau_0 = 55,6 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right.$$



$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{0'}}{2}\right)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$\sigma_{max} = 1494,7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1494,7} \approx 1,74$$

B.5.3.CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un gruix de $e = 80 \text{ mm}$ la biga superior no falla amb un coeficient de seguretat de 1,74 . Així doncs s'ha quedat amb aquest gruix.

ANNEX C: MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA

C.1. CÀLCULS BARRA ROSCADA

C.1.1. ROSCA ACME

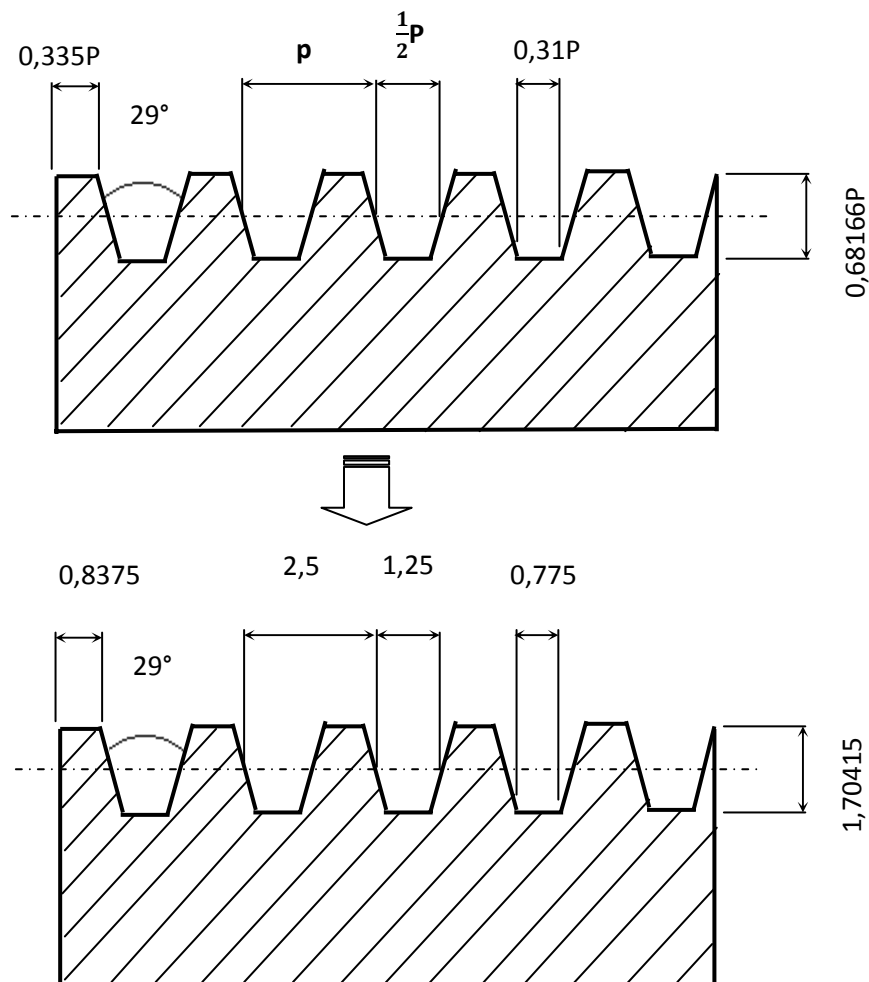
La geometria que té aquesta rosca és la més resistent, i és més fàcil de mecanitzar que la rosca quadrada.

Les rosques Acme s'utilitzen generalment on es necessita aplicar molta força. S'usen per transmetre moviment en tot tipus de màquines eina, gats, premses grans "C", cargols de banc i d'altres. Aquestes tenen un angle de rosca de 29° i una cara plana gran a la cresta i a l'arrel i han estat dissenyades per substituir les rosques quadrades.

Hi ha tres classes de rosca Acme: 2G, 3G y 4G. Nosaltres utilitzarem la 2G, utilitzada en la major part dels conjunts. Les altres dues classes s'utilitzen quan es vol tenir menys joc, en el cas d'utilitzar-les en un torn o en la taula d'una màquina fresadora.

Per escollir aquest tipus de rosca només es necessita decidir el pas.

S'ha escollit un pas de 2,5mm.



C.1.2. ESFORÇ SOBRE EL NUCLI DEL CARGOL

A diferència dels cargols de pressió amb aquest tipus de rosca on hi ha un esforç tallant torsional aplicat, els càlculs que s'han de fer es simplifiquen molt pel fet de que les barres només treballaran a tracció.

S'ha de saber que es desprecia el pes de la platina superior i del cilindre de compressió per què tenen una magnitud molt inferior a la càrrega de 100 Tones.

En els següents càlculs s'ha tingut en compte que les barres aguanten $S_y = 2600 \text{ Kg/cm}^2$ i un coeficient de seguretat de $n = 1,3$:

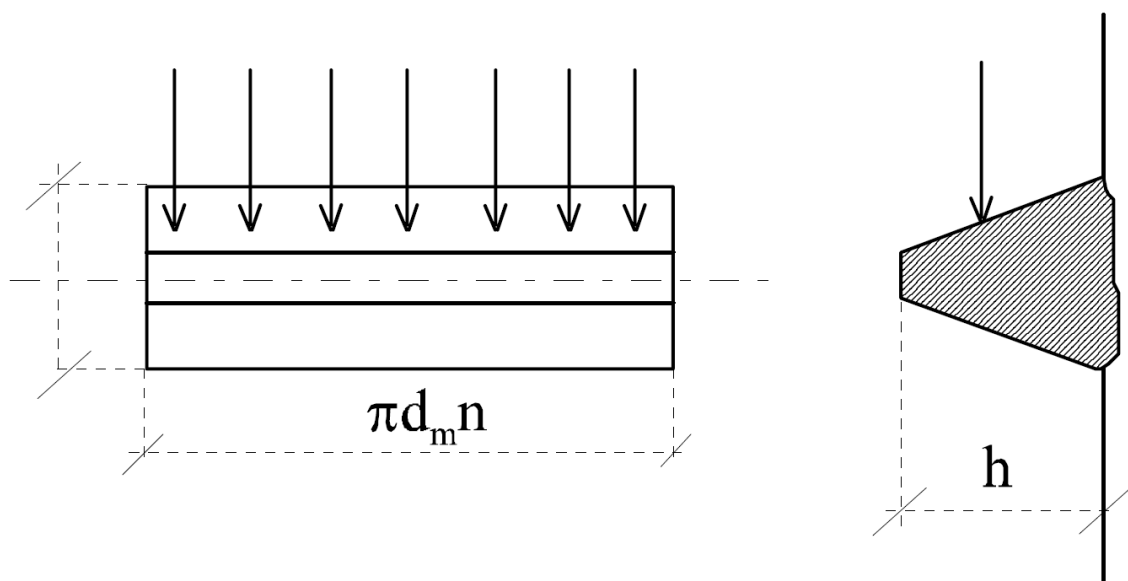
- $F_{max} = 100.000 \text{ Kg} \implies n \cdot F = 130.000 \text{ Kg}$
- $S = \frac{130.000 \text{ Kg}}{2600 \text{ Kg/cm}^2} = 50 \text{ cm}^2$
- $S = 4(\pi R^2) \implies 50 = 4\pi R^2 \implies R = \sqrt{\frac{50}{4\pi}} = 1,99 \text{ cm}$
 $\rightarrow D = 40\text{mm}$, on encara hem de sumar $2h$ de la rosca.

***Per tant, tenint en compte els càlculs que farem en aquest annex, es pot determinar que inicialment la barra massissa ha de tenir una secció circular amb un diàmetre 45 mm .**

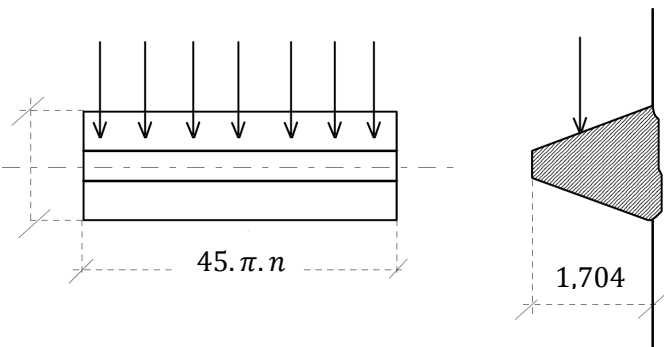
C.1.3. ESFORÇOS DE FLEXIÓ SOBRE LA ROSCA

S'obté considerant que es té una biga e voladís amb una càrrega a l'extrem en el Dr . Es suposa que la càrrega W es troba uniformement repartida en el diàmetre mig del cargol (és a dir, que la càrrega W actua a la meitat de l'alçada h de la rosca).

La secció transversal de la rosca desenvolupada a l'arrel és un rectangle amb una profunditat b i amplada $\pi d_m n$ que es considera com una biga.



S'ha de decidir el mínim de voltes n per suportar aquesta càrrega, que coincidirà amb el mínim de fils de rosca que ha de tenir la femella.

$$\left. \begin{aligned} \frac{I}{c} &= \frac{(D_m n \pi)}{6} \\ M_{max} &= \frac{Wh}{2} \\ \sigma_b &= \frac{Mc}{I} \end{aligned} \right\} \sigma_b = \frac{3Wh}{\pi D_m n b^2}$$


Es té en compte una càrrega màxima de $F = 25.000 \text{ Kg}$ per a cada barra i un coeficient de seguretat una mica més generós que abans de $\gamma = 1,5$.

- $W = \gamma * F = 37.500 \text{ Kg}$
 - $h = 0,6816 * P \approx 1,704 \text{ mm}$
 - $D_m = 40 \text{ mm}$
 - $\sigma_b = 2600 \text{ Kg/cm}^2$
 - $b = P - 0,31P = 1,725 \text{ mm}$
- $$\Rightarrow n = \frac{3Wh}{\pi D_m \sigma_b b^2} = \frac{3 * 37500 * 0,1704}{\pi * 4 * 2600 * 0,1725^2} = 19,7$$

Per tant es pot determinar que haurà de tenir un mínim de 20 fils de rosca per suportar la flexió.

C.1.4. ESFORÇOS TALLANTS SOBRE LA ROSCA

Tot i no tenir en compte cap moment torsor sobre la barra, les rosques del cargol i de la femella estan sotmeses a un esforç tallant degut a la flexió. Per una secció rectangular a l'esforç per tall transversal és el següent:

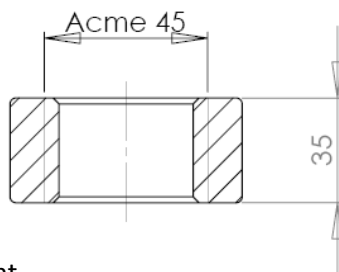
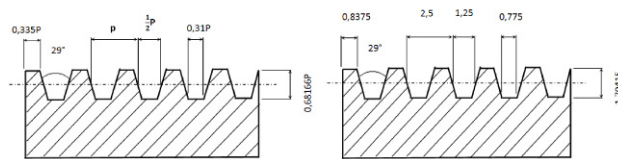
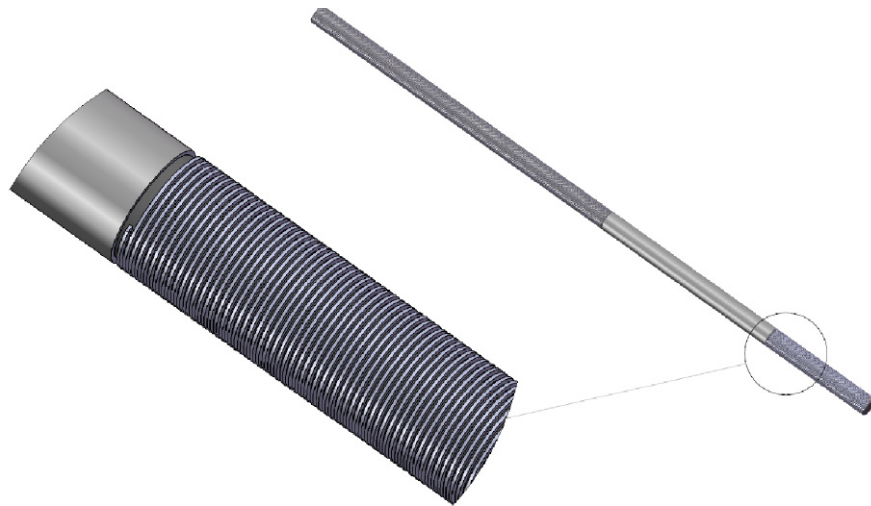
$$\tau_b = \frac{3}{2} \frac{W}{A} = \frac{3}{2} \frac{W}{\pi D_m n b} \quad (\text{Pel cargol}) \Rightarrow n = \frac{3 * 37.000}{2 * \pi * 4 * 2600 * 0,1725} = 9,8$$

$$\tau_n = \frac{3}{2} \frac{W}{\pi D_o n b} \quad (\text{Per la femella}) \Rightarrow n = \frac{3 * 37.000}{2 * \pi * 4,5 * 2600 * 0,1725} = 8,7$$

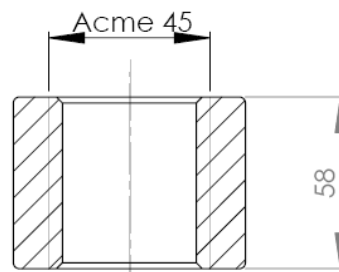
Per tant podem determinar que haurà de tenir un mínim de 10 fils de rosca per suportar l'esforç tallant.

C.1.5. FEMELLES AMB ROSCA ACME

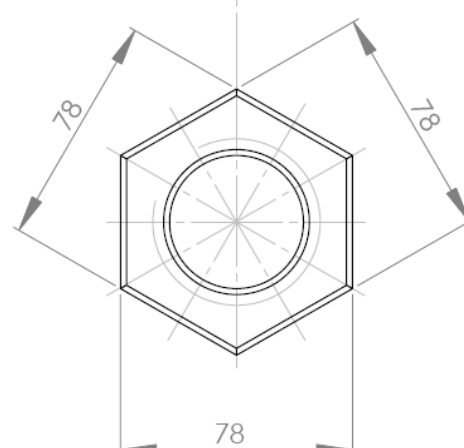
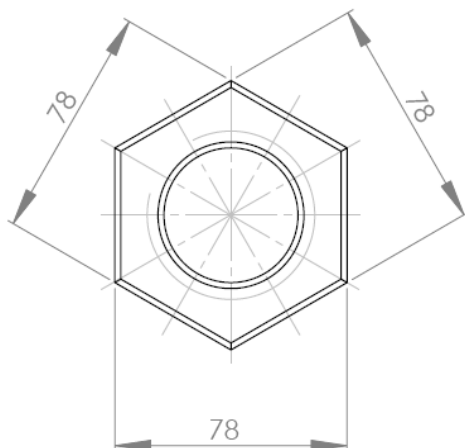
S'ha decidit que cada femella tingui 22 fils de rosca Acme d'altres prestacions detallada en el primer apartat d'aquest annex, per encara millorar una mica més el coeficient de seguretat de $\gamma = 1,5$ que s'havia tingut en compte.



Femella de moviment



Femella de potència



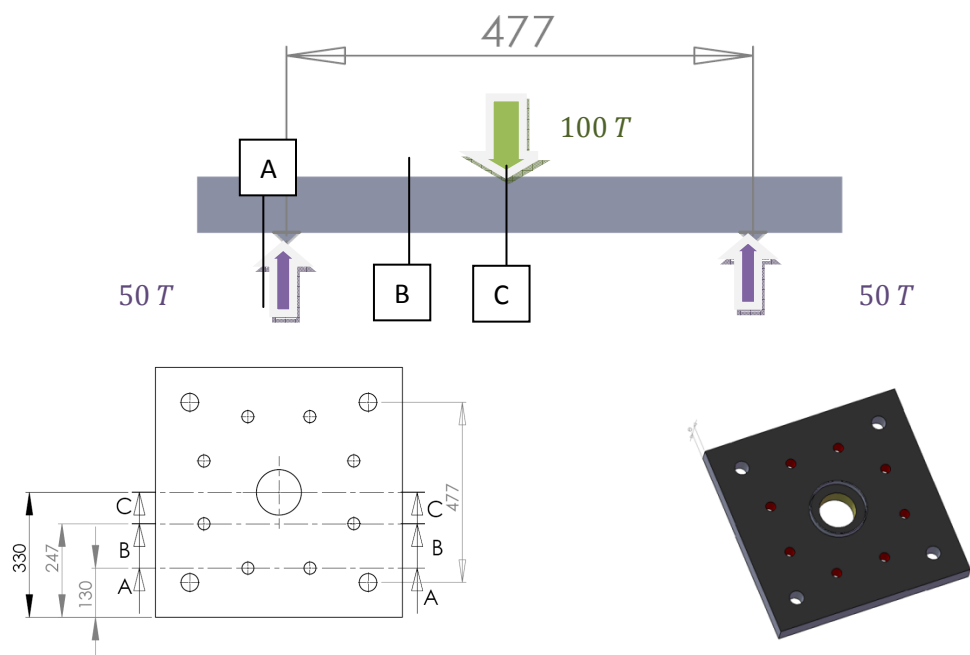
C.2. Càlculs Platina Inferior

C.2.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

S'ha escollit les seccions A, B i C descrites a continuació com a seccions més desfavorables, seguint criteris de màxima sol·licitació i concentració de tensions. No s'ha tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.

Per estudiar les seccions més sol·licitades s'ha simplificat la platina al model representat a continuació:

SIMBOLOGIA
N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M: Moment flector
T: Moment torsor
$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
$\tau(V)$: esforç tallant degut a V
$\tau(T)$: esforç tallant degut a T
I: inèrcia



C.2.1.1. Sol·licitacions secció A

- $N = 0$
- $V = 50.000 \text{ Kg}$
- $M_A = 50.000 * 3,85 = 192.500 \text{ Kg.cm}$

C.2.1.2. Sol·licitacions secció B

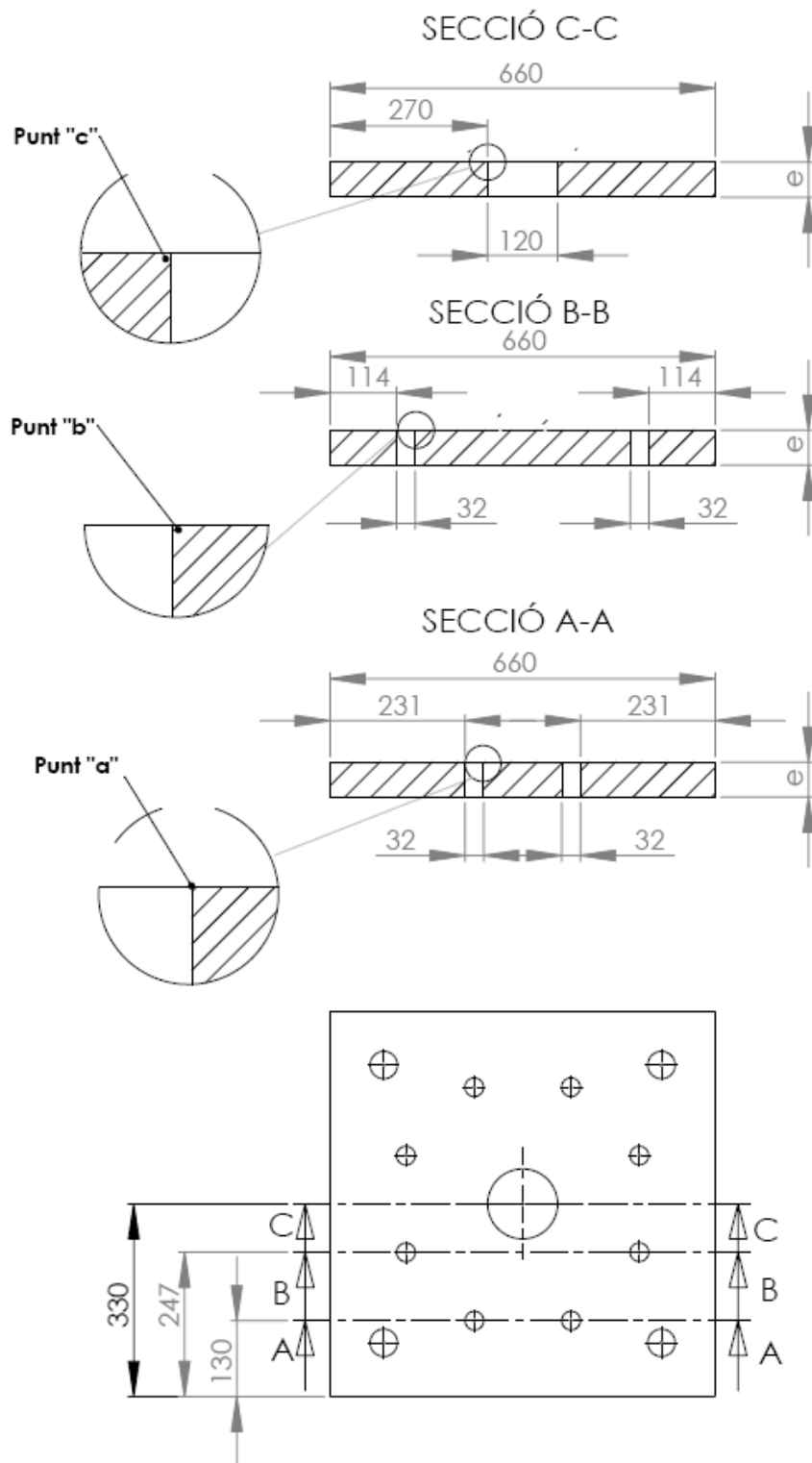
- $N = 0$
- $V = 50.000 \text{ Kg}$
- $M_B = 50.000 * 15,55 = 777.500 \text{ Kg.cm}$

C.2.1.3. Sol·licitacions secció C

- $N = 0$
- $V = 50.000 \text{ Kg}$
- $M_C = 50.000 * 23,85 = 1.192.500 \text{ Kg.cm}$

C.2.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLES

A continuació s'ha representat el punt més desfavorable de cadascuna de les tres seccions anteriorment esmentades, i s'ha calculat les tensions a les que està sotmès cada punt.

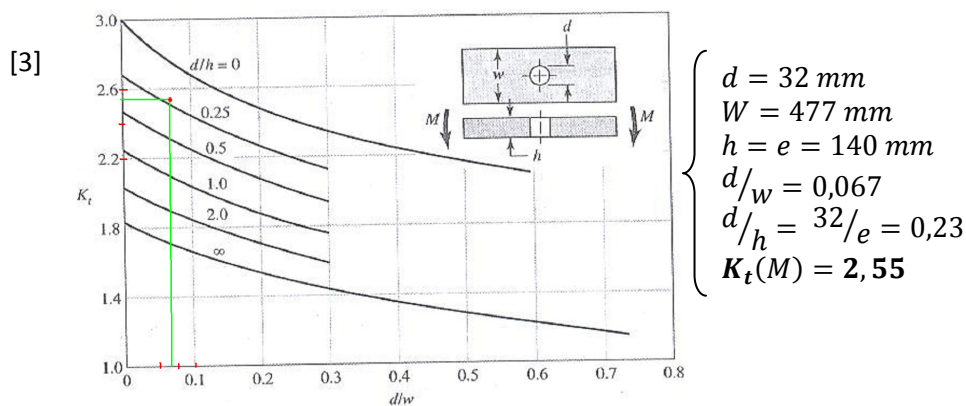


Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 7 \text{ cm}$ i s'ha comprovat que en els punts b i c es sobrepassava el límit elàstic, de manera que finalment s'ha decidit un espessor de $e = 14 \text{ cm}$.

C.2.2.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0a} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{192.500 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(59,6)e^3} = 19.379,2 * e^{-2} \approx 98,9 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 50.000 \text{ Kg}}{2 * (59,6 * e)} = 1.258,4 * e^{-1} \approx 89,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$

Degut al forat Ø32 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que es calcula a continuació:



$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0'a} = K_t * \sigma_0 = 252,2 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'a} = \tau_0 = 89,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right. \Rightarrow$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{0'} + \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

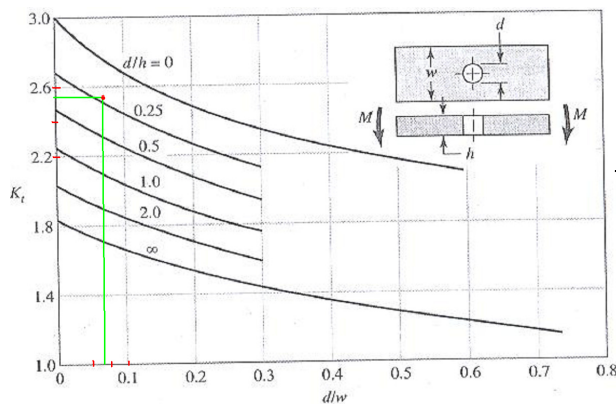
$$\sigma_{max} = 407,8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{407,8} \approx 6,37$$

C.2.2.2. Esforços del punt "b"

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{0b} &= \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{777.500 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(59,6)e^3} = 78.271,8 * e^{-2} \approx 543,6 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0b} &= \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 50.000 \text{ Kg}}{2 * (59,6 * e)} = 1.258,4 * e^{-1} \approx 89,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right.$$

Degut al forat Ø32 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que en aquest cas és igual que l'anterior:



$$\left\{ \begin{aligned} d &= 32 \text{ mm} \\ W &= 477 \text{ mm} \\ h &= e = 140 \text{ mm} \\ d/w &= 0,067 \\ d/h &= 32/e = 0,23 \\ K_t(M) &= 2,55 \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{0'b} &= K_t * \sigma_0 = 1386,2 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0'b} &= \tau_0 = 89,9 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right. \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 2085 \text{ Kg/cm}^2 \\ n &= \frac{2600}{2085} \approx 1,24 \end{aligned}$$

Von Mises

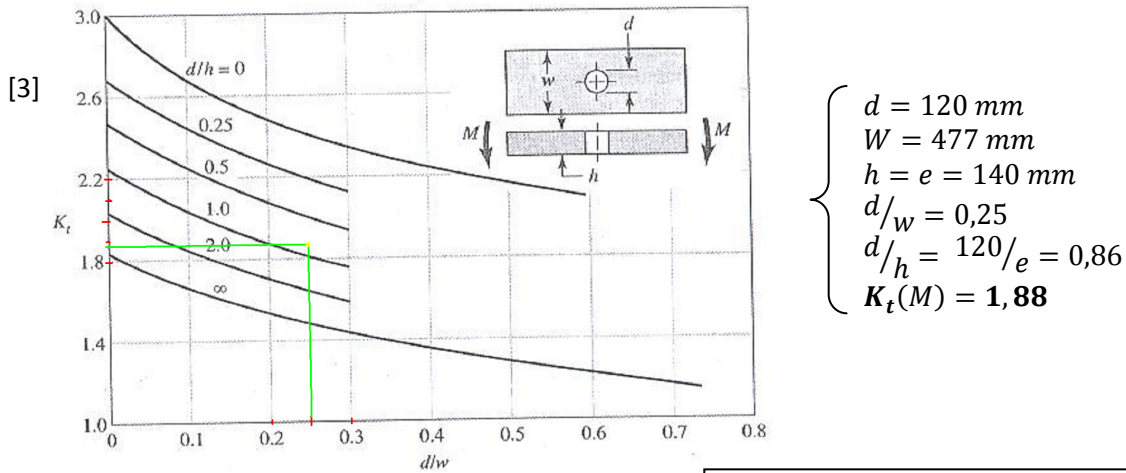
$$\sigma_{x,y} = \sigma_{-}^+ \sqrt{(\sigma_{0'}/2)^2 + \tau_{0'}^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

C.2.2.3. Esforços del punt "c"

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_{0c} &= \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{1.192.500 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(44)e^3} = 162.613,6 * e^{-2} \approx 829,7 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0c} &= \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 50.000 \text{ Kg}}{2 * (44 * e)} = 1.704,5 * e^{-1} \approx 121,75 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned} \right.$$

Degut al forat Ø120 s'ha de tenir en compte el factor K_t de concentració d'esforços referent a la flexió, que en aquest cas és igual que l'anterior:



$$\begin{cases} \sigma_{0,c} = K_t * \sigma_0 = 1559,8 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0,c} = \tau_0 = 121,75 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases} \Rightarrow$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma \pm \sqrt{(\sigma_{0,c}/2)^2 + \tau_{0,c}^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$\sigma_{max} = 2349 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{2349} \approx 1,10$$

C.2.3. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un espessor mínim de $e = 140 \text{ mm}$ la platina inferior no falla, per tant es queda amb aquest gruix. Tot i que en aquest últim punt "c" té un coeficient de seguretat justet, s'ha tenir en compte que al collar la brida del cilindre (que té 50 mm de gruix) el conjunt real té una inèrcia superior, disminuint la tensió produïda per la flexió.

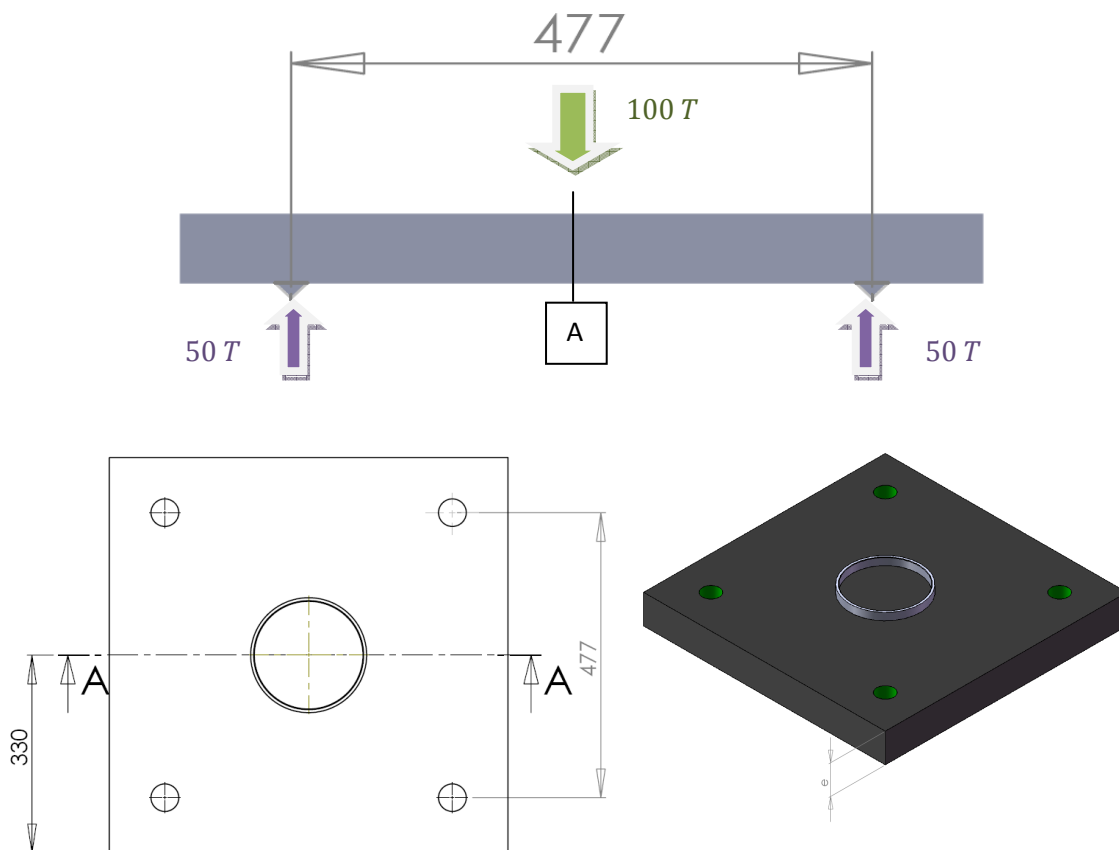
C.3. Càlculs Platina Superior

C.3.1. SECCIONS MÉS SOL·LICITADES

En aquest cas, a diferència del que passava amb la platina superior, es veu clar que la secció més sol·licitada és la central A perquè els únics forats que hi ha estan molt aprop dels recolzaments i per tant estan sotmesos a una flexió molt inferior, cosa que no es despreciarà la concentració de tensions. Tampoc s'ha tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.

SIMBOLOGIA
N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M : Moment flector
T : Moment torsor
$\sigma(N)$: Esforç normal degut a N
$\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
$\tau(V)$: esforç tallant degut a V
e : espessor

Per estudiar les sol·licitacions que pateix la secció central A s'ha simplificat la platina al model representat a continuació:

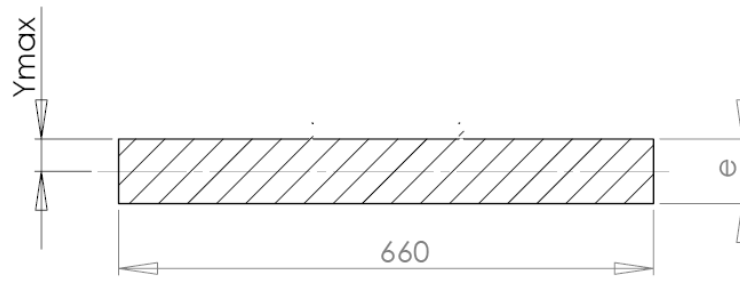


C.3.1.1. Sol·licitacions secció A

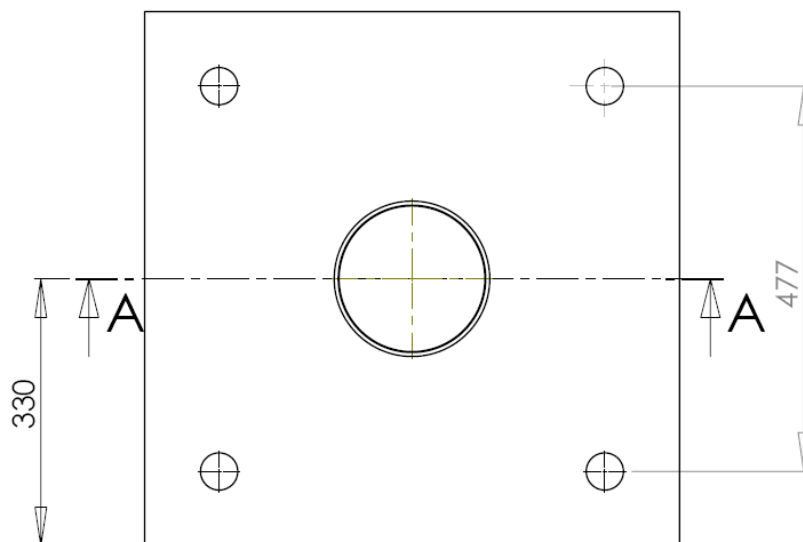
- $N = 0$
- $V = 50.000 \text{ Kg}$
- $M_A = 50.000 * 23,85 = 1.192.500 \text{ Kg.cm}$

C.3.2. ESTUDI DELS PUNTS MÉS DESFAVORABLE

A continuació s'ha representat la secció A, on queda clar que els punts més desfavorables són els de la fibra superior i inferior degut ala seva màxima distancia de la fibra neutra. Tot seguit es calcula la tensió a la que estan sotmesos.



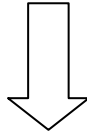
Secció A-A



Per poder orientar i facilitar els càlculs s'han realitzat uns càlculs previs a partir d'un espessor de $e = 7 \text{ cm}$ i s'ha comprovat que en es sobrepassava el límit elàstic, de manera que finalment s'ha decidit un espessor de $e = 90 \text{ mm}$

C.3.2.1. Esforços del punt "a"

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{0a} = \frac{M_A * y_a}{I_A} = \frac{1.192.500 \text{ Kg.cm} * \frac{1}{2}e}{\frac{1}{12}(66)e^3} = 108.409,1 * e^{-2} \approx 1338,4 \text{ Kg/cm}^2 \\ \tau_{0a} = \frac{m_e * V}{I * b} \approx \frac{3V}{2A} = \frac{3 * 50.000 \text{ Kg}}{2 * (66 * e)} = 1.136,4 * e^{-1} \approx 126,3 \text{ Kg/cm}^2 \end{array} \right.$$



$$\sigma_{max} = 2019,4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{2019,4} \approx 1,28$$

Von Mises

$$\sigma_{x,y} = \sigma_{-} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_0}{2}\right)^2 + \tau_0^2}$$

$$n_{estàtica} = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

C.3.3. CONCLUSIÓ

S'ha comprovat que amb un espessor mínim de $e = 90 \text{ mm}$ la platina superior no falla, per tant es queda amb aquest gruix. S'ha de tenir en compte que al collar la platina inferior a la base el conjunt real té una inèrcia superior que l'actual, disminuint la tensió produïda per la flexió sobre aquesta platina.

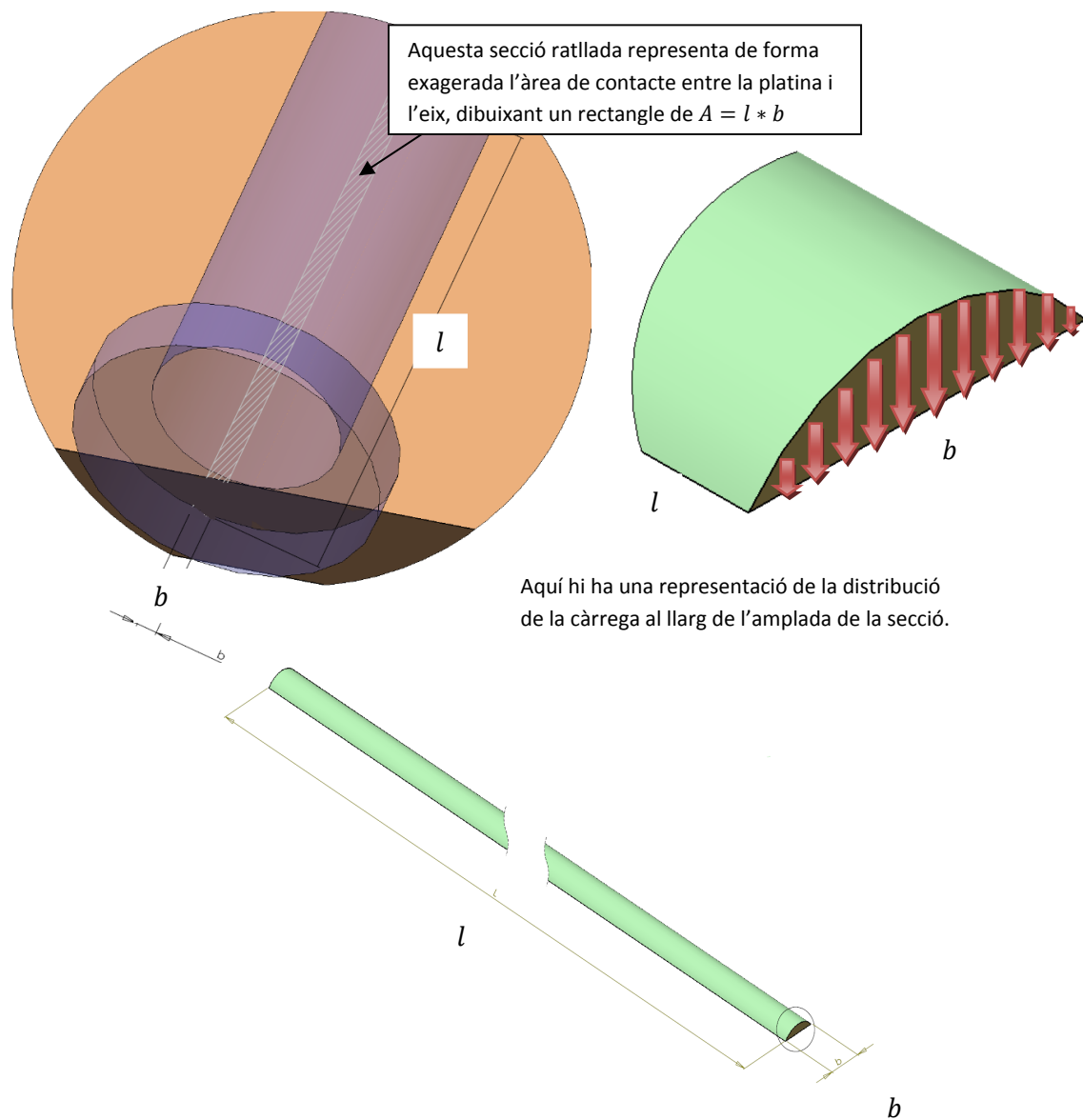
ANNEX D. ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA

D.1. CÀLCULS RECOLZAMENT

D.1.1. ESFORÇOS DE CONTACTE D'HERTZ

S'hauran de fer uns càlculs per determinar quina amplada b té la petjada o àrea de contacte entre una de les platines i l'eix del recolzament, sabent que aquesta superfície és de geometria rectangular. A través d'aquesta es transmet la reacció de 1500 Kg des de la biga, passant per l'eix, fins a la bancada.

Tot seguit s'ha representat la secció de contacte i la distribució dels esforços de contacte.



És un cas molt senzill, en el que no hi ha cap càrrega fluctuant i per tant no existeix fatiga del material. Així doncs els càlculs es limitaran a comprovar la falla estàtica, que en els esforços de contacte o esforços d'Hertz sol originar-se a causa de τ_{max} .

PARÀMETRES ACER

$$\nu_{acer} = 0,3 \text{ (Poisson)}$$

$$E_{acer} = 2,1 * 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (Young)}$$

$$F_{recolzament} = 1500 \text{ Kg}$$

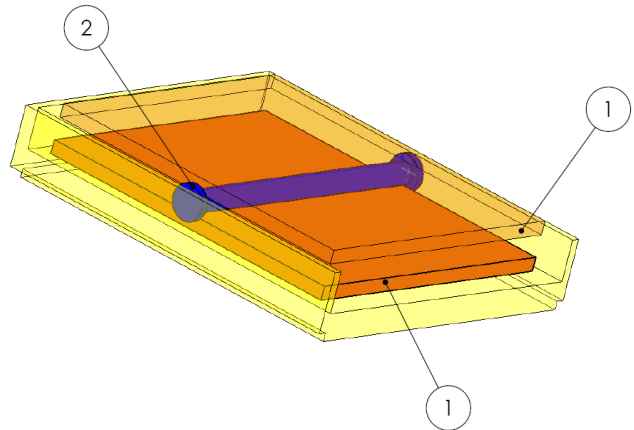
$$l_{contacte} = 21 \text{ cm}$$

$$S_{y_{acer}} = 2600 \text{ Kg/cm}^2$$

$$d_{eix} = 1,6 \text{ cm}$$

$$d_{platina} = \infty$$

$$b \Rightarrow \text{amplada petjada}$$



$$\left\{ \begin{aligned} b &= \sqrt{\left(\frac{2F}{\pi l}\right) * \left(\frac{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}\right)} = \sqrt{\left(\frac{2*1500}{21\pi}\right) * \left(\frac{\frac{2*(1-0,3)}{2,1*10^6}}{\frac{1}{1,6} + \frac{1}{\infty}}\right)} = 6,96 * 10^{-3} \text{ cm} \\ P_{max} &= \frac{2F}{\pi b l} = \frac{2 * 1500}{\pi * (6,96 * 10^{-3} * 21)} = 6529,4 \text{ Kg} \end{aligned} \right.$$

$$\tau_{max_{Hertz}} \approx 0,3 * P_{max} = 1958,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{1958,9} = 1,32$$

D.1.2. CONCLUSIÓ

Si es carrega la biga birecolzada pels dos eixos de Ø16 de manera distribuïda amb una càrrega equivalent a 3.000 Kg cada recolzament rebrà una càrrega de 1.500 Kg. Segons els càlculs que acabem de realitzar els recolzaments no fallaran amb un coeficient de seguretat de 1,32.

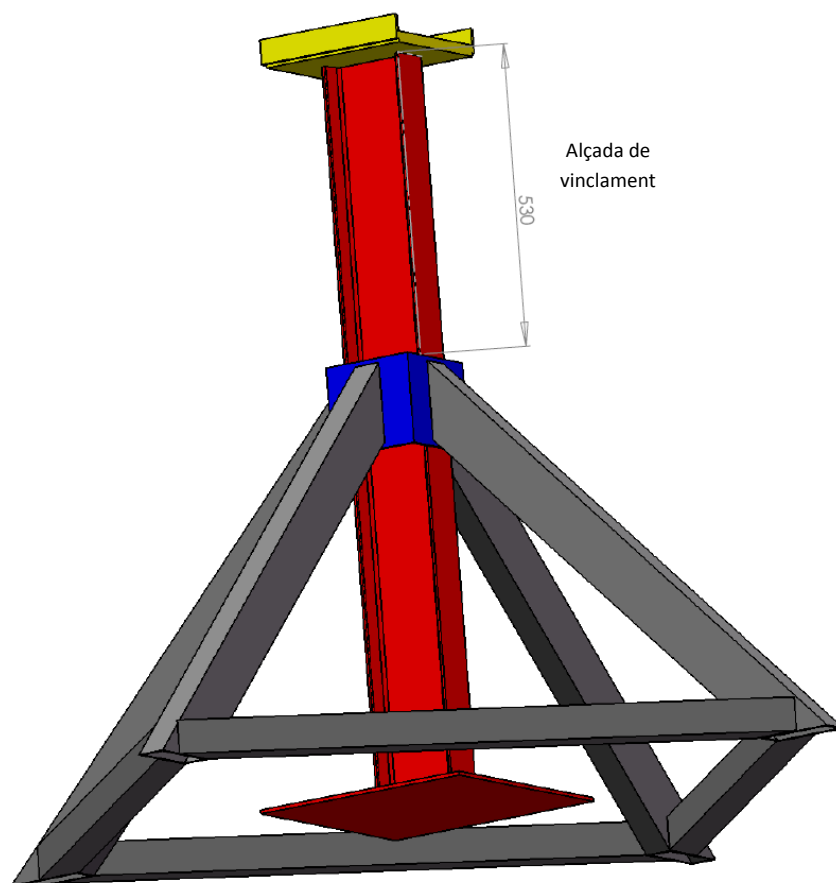
D.2. CÀLCULS COLUMNA IPN160

Les seccions més sol·licitades d'aquesta columna es troben entre el collar de reforç i el recolzament, i estan sotmeses a una força de compressió de 1500 Kg com a màxim . No s'ha tingut en compte criteris de fatiga perquè les càrregues a que està sotmesa aquesta platina no segueixen un comportament fluctuant.



SIMBOLOGIA

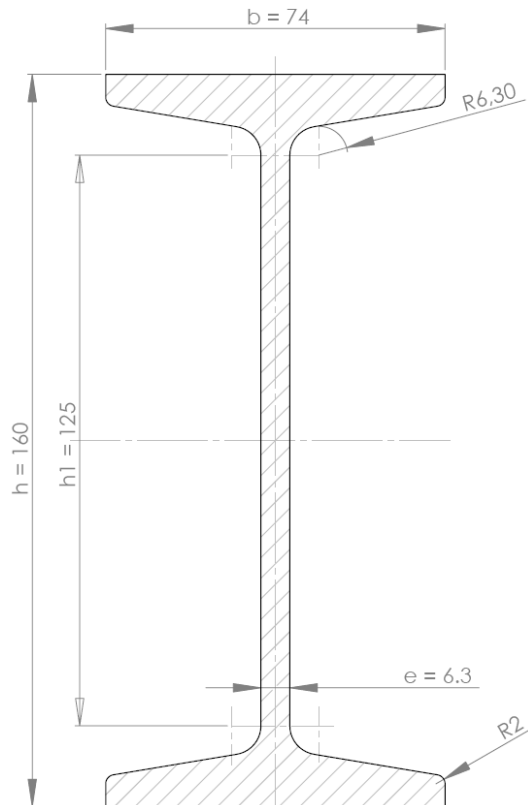
N : Força normal a la secció
V : Força tallant
M: Moment flector
W: Mòdul resistent
S: secció
 σ : Esforç normal degut a N
 $\sigma(M)$: Esforç normal degut a M
 $\tau(V)$: esforç tallant degut a V
 $\tau(T)$: esforç tallant degut a T
 L_p : longitud de vinclament
 λ : esveltes mecànica
 ω : coeficient de vinclament



Abans de començar a fer càlculs cal saber que aquesta biga IPN160 s'ha escollit perquè la seva geometria facilita molt el disseny global del conjunt de la màquina de tracció, sobretot respecte a la soldadura amb la platina dels recolzaments, on es necessitava una bona base de soldadura. Per aquest motiu el coeficient de seguretat d'aquesta biga, calculat a continuació, és altíssim.

D'altra banda això ens permet dir que a l'hora de construir la bancada es pot fer la biga amb una alçada molt superior sense que falli, l'únic factor que seria un inconvenient en aquest cas seria el perill de tenir els pesos penjats a tanta alçada.

D'aquesta secció IPN160 es pot trobar tot tabulat, podent calcular així si pot suportar la càrrega sol·licitada.



$$S = 22,8 \text{ cm}^2$$

$$\sigma = \frac{1.500 \text{ Kg}}{22,8 \text{ cm}^2} \approx 65,8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma(M) = 0 \quad \tau(V) = 0 \quad \tau(T) = 0$$

$$\sigma_{\max} = 65,8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{65,8} \approx 39,5$$

Tabla B.1

Perfiles IPN

A = Área de la sección

S_x = Momento estático de media sección, respecto a X

I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X

$W_x = 2I_x : h$: Módulo resistente de la sección respecto a X

$i_x = \sqrt{I_x : A}$: Radio de giro de la sección respecto a X

I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y

$W_y = 2I_y : b$: Módulo resistente de la sección respecto a Y

$i_y = \sqrt{I_y : A}$: Radio de giro de la sección respecto a Y

I_t = Módulo de torsión de la sección

I_a = Módulo de alabeo de la sección

u = Perímetro de la sección

a = Diámetro del agujero del roblón normal

w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros

h_f = Altura de la parte plana del alma

e_s = Espesor del ala en el eje del agujero.

p = Peso por m.

Perfil	Dimensiones							Términos de sección												Agujeros			Peso P kp/m	Suministro
	h mm	b mm	e = r mm	e _s mm	r _f mm	h _f mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	I _a cm ⁶	W mm	a mm	e _s mm				
IPN 80	80	42	3.9	5.9	2.3	59	304	7.58	11.4	77.8	19.5	3.20	6.29	3.00	0.91	0.93	87.5	22	—	4.43	5.95	C		
IPN 100	100	50	4.5	6.8	2.7	75	370	10.6	19.9	121	34.2	4.01	12.2	4.88	1.07	1.72	268	28	—	5.05	8.32	P		
IPN 120	120	58	5.1	7.7	3.1	92	439	14.2	31.8	328	54.7	4.81	21.5	7.41	1.23	2.92	685	32	—	5.67	11.2	P		
IPN 140	140	66	5.7	8.6	3.4	109	502	18.3	47.7	573	81.9	5.61	35.2	10.7	1.40	4.66	1540	34	11	6.29	14.4	P		
IPN 160	160	74	6.3	9.5	3.8	125	575	22.8	68.0	935	117	6.40	54.7	14.8	1.55	7.08	3138	40	11	6.91	17.9	P		
IPN 180	180	82	6.9	10.4	4.1	142	640	27.9	93.4	1450	161	7.20	81.3	19.8	1.71	10.3	5924	44	13	7.53	21.9	P		
IPN 200	200	90	7.5	11.3	4.5	159	709	33.5	125	2140	214	8.00	117	25.0	1.87	14.6	10520	48	13	8.15	26.3	P		
IPN 220	220	98	8.1	12.2	4.9	175	775	39.6	152	3060	278	8.80	162	33.1	2.02	20.1	17760	52	13	8.77	31.1	P		
IPN 240	240	106	8.7	13.1	5.2	192	844	46.1	206	4250	354	9.59	221	41.2	2.20	27.0	28730	56	17	9.39	36.2	P		
IPN 260	260	113	9.4	14.1	5.6	208	906	53.4	257	5740	442	10.4	288	51.0	2.32	36.1	44070	60	17	10.15	41.9	P		
IPN 280	280	119	10.1	15.2	6.1	225	966	61.1	318	7590	542	11.1	364	61.2	2.45	47.8	64580	62	17	11.04	48.0	P		
IPN 300	300	125	10.8	16.2	6.5	241	1030	69.1	381	9800	653	11.9	451	72.2	2.56	61.2	91850	64	21	11.83	54.2	P		
IPN 320	320	131	11.5	17.3	6.9	257	1090	77.8	457	12510	792	12.7	555	84.7	2.67	78.2	128800	70	21	12.72	61.1	P		
IPN 340	340	137	12.2	18.3	7.3	274	1150	86.8	540	15700	923	13.5	674	98.4	2.80	97.5	176300	74	21	13.51	68.1	P		
IPN 360	360	143	13.0	19.5	7.8	290	1210	97.1	638	19610	1090	14.2	818	114	2.90	123	240100	76	23	14.50	76.2	P		
IPN 380	380	149	13.7	20.5	8.2	306	1270	107	741	24010	1260	15.0	975	131	3.02	150	318700	82	23	15.29	84.0	P		
IPN 400	400	155	14	21.6	8.6	323	1330	118	857	29210	1460	15.7	1160	143	3.12	183	419600	86	23	16.18	92.6	P		
IPN 450	450	170	16.2	24.3	9.7	363	1478	147	1200	45850	2040	17.7	1738	203	3.43	288	791100	94	25	18.35	115	P		
IPN 500	500	185	18.0	27.0	10.8	404	1626	180	1620	68740	2750	19.6	2480	268	3.72	449	1432000	100	28	20.53	141	P		
IPN 550	550	200	19.0	30.0	11.9	445	1787	213	2120	99180	3610	21.6	3490	349	4.02	618	2389000	110	28	23.00	167	P		
IPN 600	600	215	21.6	32.4	13.0	485	1924	254	2730	135000	4630	23.4	4670	434	4.30	875	3521000	120	28	24.88	199	P		

D.2.1. VINCLAMENT COLUMNA IPN160

Com que es pot considerar la columna encastada per un extrem (a la platina de la base) i lliure per l'altre es pot calcular la longitud de vinclament:

$$L_p = 2L = 2 * 53 = 106 \text{ cm.}$$

D.2.1.1. ESVELTESA MECÀNICA " λ "

$$\lambda = \frac{L_p}{i_y} = \frac{106}{1,55} = 68,38 \approx 69$$

L'únic paràmetre que ens queda calcular és el coeficient de vinclament " ω ", que està tabulat en funció de λ i .

La taula ens indica un coeficient de vinclament de $\omega = 1,33$

$$\frac{N * \omega}{S} + \frac{0,9M}{W} \leq \sigma_{admissible}$$

Com que en el nostre no hi ha sol·licitacions de flexió, sinó només sol·licitació normal a la secció, s'ha de complir la següent condició:

$$\frac{N * \omega}{S} \leq \sigma_{admissible}$$

$$\frac{1500 * 1,33}{22,8} \leq \sigma_{admissible}$$

$$87,5 \text{ Kg/cm}^2 \leq 2600 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = \frac{2600}{87,5} = 29,7$$

Tipo de acero	λ	Coeficiente ω de pandeo función de la esbeltez λ									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A42	20	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04
	30	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07
	40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12
	50	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21
	60	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33
	70	1,34	1,36	1,37	1,39	1,40	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49
	80	1,51	1,53	1,55	1,57	1,60	1,62	1,64	1,66	1,69	1,71
	90	1,74	1,76	1,79	1,81	1,84	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98
	100	2,01	2,03	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,29
	110	2,32	2,35	2,39	2,42	2,46	2,49	2,53	2,56	2,60	2,64
	120	2,67	2,71	2,75	2,79	2,82	2,86	2,90	2,94	2,98	3,02
	130	3,06	3,11	3,15	3,19	3,23	3,27	3,32	3,36	3,40	3,45
	140	3,49	3,54	3,58	3,63	3,67	3,72	3,77	3,81	3,86	3,91
	150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40
	160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93
	170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49
	180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09
	190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72
	200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38
	210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08
	220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80
	230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57
	240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36
	250	10,44									

D.2.3.CONCLUSIÓ

Com demostren els càlculs la biga IPN160 sol·licitada a 1500 Kg de compressió està molt lluny de patir el fenomen de vinclament. De manera que fins i tot es pot permetre que es faci més alta si la situació ho requereix, tenint en compte l'augment de perill a causa de penjar les caixes de càrrega a un nivell superior al proposat.

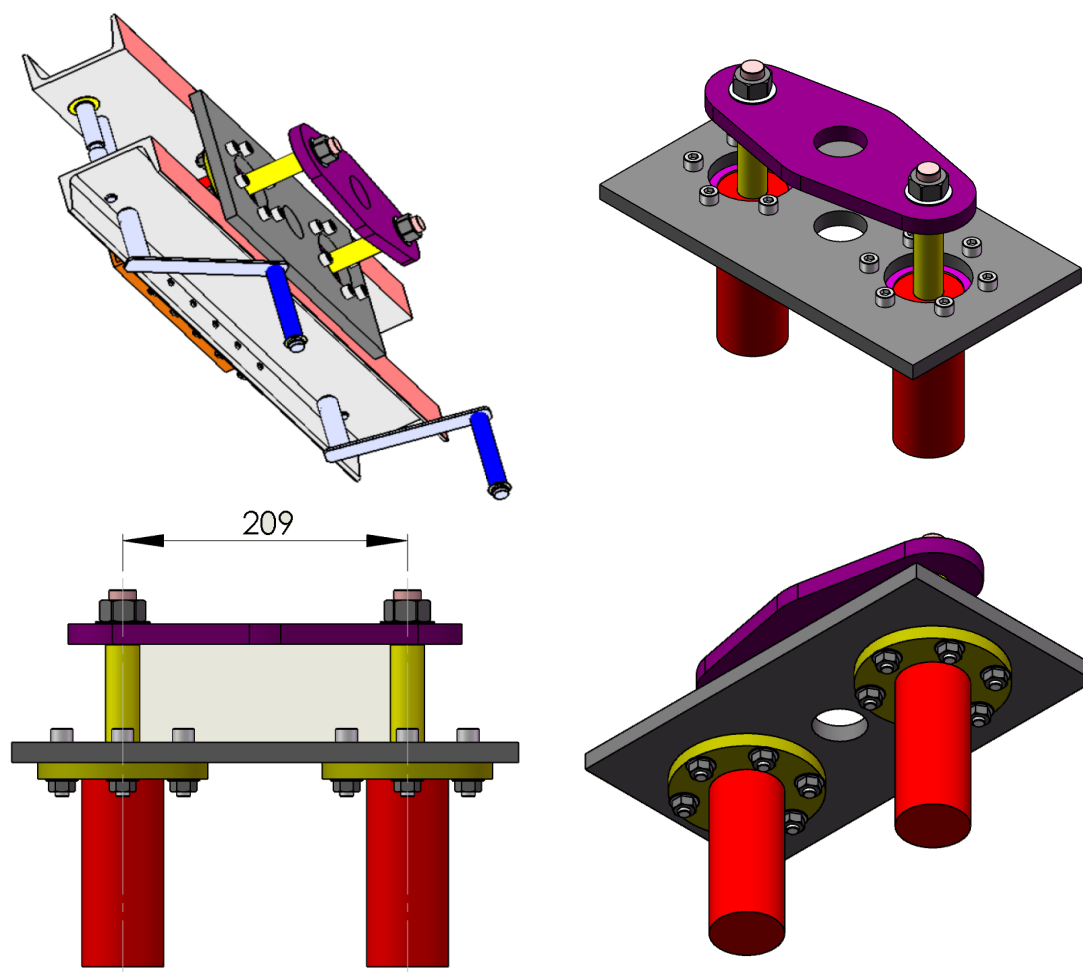
ANNEX E: CÀLCULS HIDRÀULICS

E.1. DIMENSIONAMENT CILINDRES TRACCIÓ

Simbologia
F: Força
P: Pressió hidràulica
S: superfície èmbol
R: radi èmbol

E.1.1. DIMENSIONAMENT INICIAL CILINDRES MÀQUINA TRACCIÓ

Aquesta màquina consta de dos cilindres hidràulics iguals que reben la mateixa pressió per desplaçar una platina que traccionarà la barra FRP de la proveta. A les següents representacions queda clara la disposició d'aquests dins del conjunt de cilindres.



En un primer disseny es va considerar que els cilindres fessin una força màxima de 35 Tones per traccionar la proveta, i com que els fabricants aconsellen que els cilindres treballin com a màxim al 80% de la seva capacitat es va escollir dos cilindres de $\varnothing 100\text{mm}$ ($D_{\text{total}}=100*2=200\text{mm}$) que amb 140 bar de pressió assolien les $(35/0.8)= 44$ Tones.

Però es va assajar les barres de més diàmetre que hi ha al laboratori i es va comprovar que abans d'arribar a les 7 Tones de tracció trencaven, i la màquina ni tan sols ha d'arribar a la ruptura, sinó que en condicions normals haurà de treballar a un 20% de la tensió de ruptura. De manera que hem decidit recalcular els cilindres hidràulics necessaris, cosa que abaratirà no només els costos del sistema hidràulic sinó també de la bancada de la màquina que no s'ha de reforçar tant.

E.1.2. DIMENSIONAMENT FINAL CILINDRES MÀQUINA DE TRACCIÓ

- Carrera necessària = 200 mm
- Pressió de treball màxima circuit hidràulic = 140 bar
- Força Màxima de tracció proveta = 8,8 Tones
- Coeficient de seguretat cilindre: $1+0,4 = 1,4$ (consultat a la fitxa tècnica)
- Força Màxima cilindres = $8,8 \times 1,4 = 12,32$ Tones
- $\frac{F}{p} = S \Rightarrow S = \frac{11000Kg}{140 bar} \approx 78,57 \text{ cm}^2$
- $r = \sqrt{\frac{S}{\pi}} = \sqrt{\frac{78,57}{\pi}} = 5 \text{ cm}$
- Per tant $D_{total} = 100 \text{ mm}$, i com que es vol posar-hi dos cilindres cadascun haurà de ser de $\varnothing 50 \text{ mm}$.

E.1.3. ELECCIÓ CILINDRES

En base als càlculs de l'apartat anterior i en la disposició que han de tenir els cilindres dins del conjunt, s'ha triat que cada cilindre hidràulic sigui un "FLU-Ø50 Tipus DPD" amb Brida davantera, les característiques tècniques del qual queden detallades a la fitxa tècnica que hi ha a continuació.







Indice

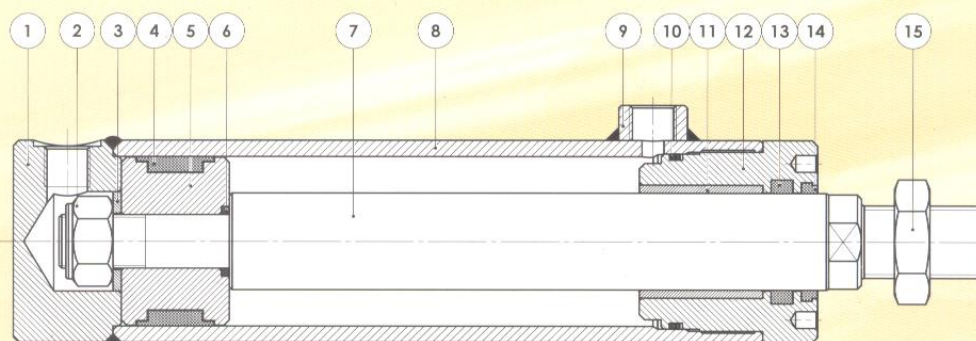
CILINDROS HIDRÁULICOS

	Componentes básicos	6
	Referencia de los cilindros hidráulicos	7
	Diagrama de carga	8
	Tipo DN - Base	9
	Tipo DT - Basculante trasera	10
	Tipo DM - Brida intermedia	11
 	Tipo DPD - Brida delantera	12
	Tipo DTB - Rótula trasera	13

ACCESORIOS DE FIJACIÓN

	HH - Horquilla hembra	14
	HM - Horquilla macho	14
	RT - Rótula delantera	15
	Detectores magnéticos	16 - 17- 18

Componentes básicos



POS.	DENOMINACIÓN
------	--------------

1	Culata trasera
2	Tuerca autoblocante
3	Arandela
4	Junta émbolo
5	Émbolo
6	Junta tórica vástago
7	Vástago
8	Camisa
9	Manguito soldable
10	Junta tórica + back-up
11	Casquillo guía
12	Culata delantera
13	Collarín
14	Rascador
15	Tuerca

Estos cilindros se fabrican en ACERO - ST - 52 y ACERO INOX - AISI - 304
TAMBIÉN PUEDEN SER MAGNÉTICOS

Referencia de los cilindros hidráulicos

FLU - **50** / **25** - **250** - **BF** - **DT*** - **HH**

Ø Émbolo

(32, 40, 50, 63, 80, 100)

Ø Vástago

Carrera del cilindro

Sensibilidad

Fricción normal (FN) Baja fricción (BF)
(En el caso de BF evitamos el stick-sleep)

Forma constructiva (Tipo)

(DT, DM, DPD, DTB, DN)

(*En caso de precisar sujeción DM a continuación
indicar la cota mínima de M. Ejemplo: -DM-80-)

Accesorio delantero

(HM, HH, RT)

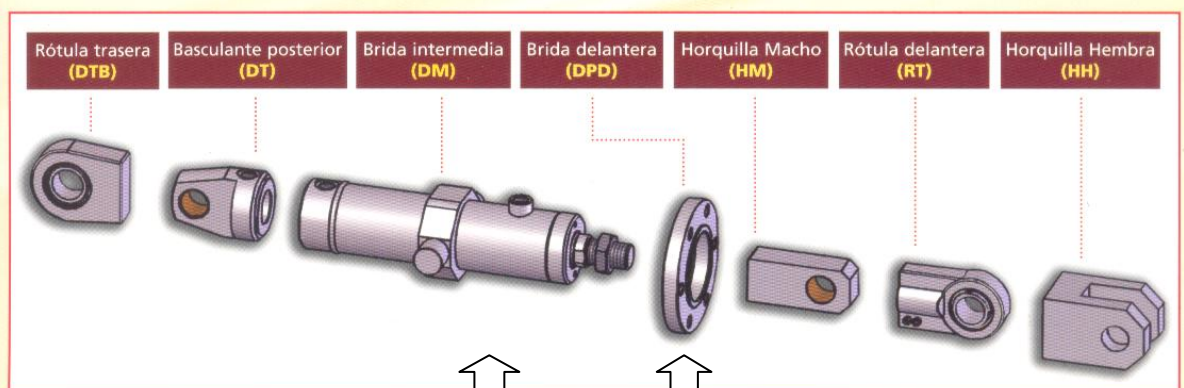
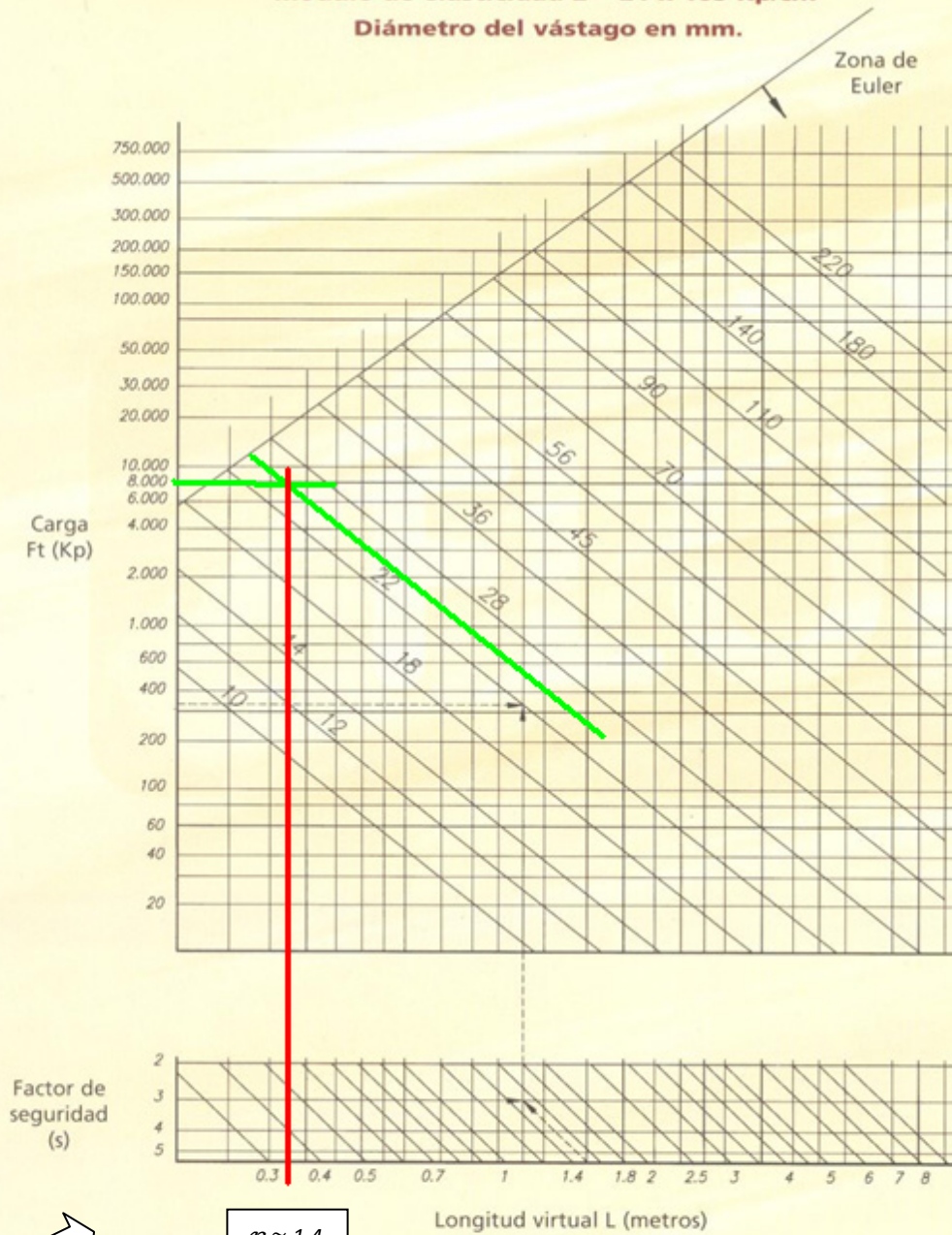


Diagrama de la carga admisible a compresión en vástagos redondos y macizos

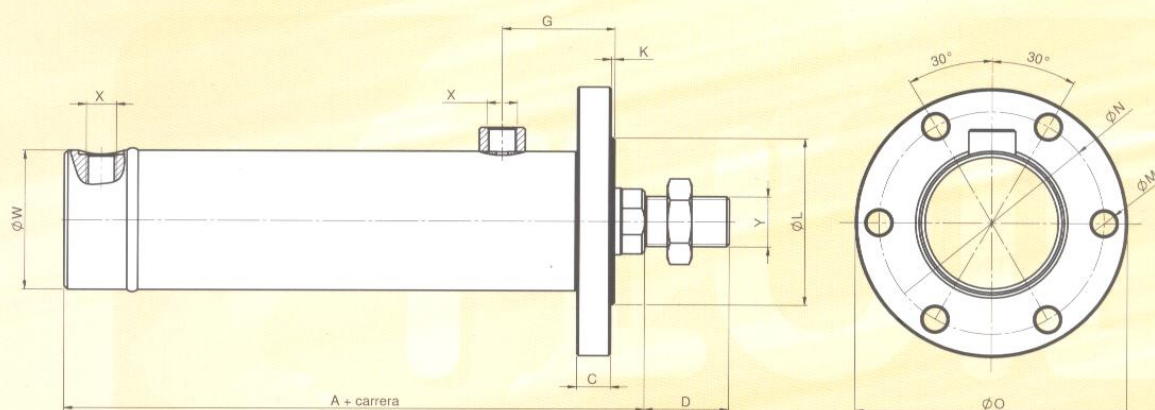
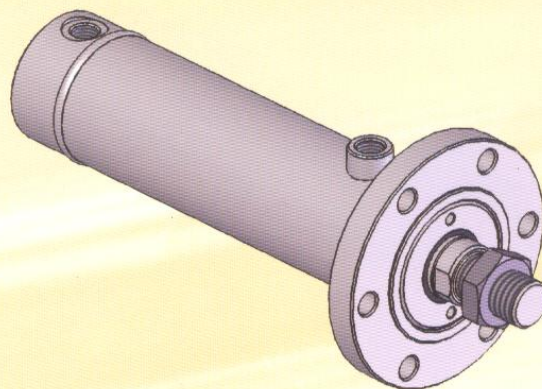
Módulo de elasticidad $E = 21 \times 10^5 \text{ Kp/cm}^2$
 Diámetro del vástago en mm.



$\eta \approx 1,4$

TIPO DPD

Brida delantera



TIPO DPD	EJE	X	Y	A	D	G	K	L	M	N	O	W
FLU-Ø32	Ø16	1/4"G	M-12x1,25	118	20	38	2	52	7	67	80	42
FLU-Ø40	Ø20	1/4"G	M-16x1,5	127	30	43	2	60	9	82	100	50
FLU-Ø50	Ø25	3/8"G	M-20x1,5	162	40	41	2	75	11	103	125	60
FLU-Ø63	Ø36	3/8"G	M-27x2	161	45	60	2	90	13	120	145	75
FLU-Ø80	Ø40	3/8"G	M-33x2	162	50	60	3	110	15	142	170	95
FLU-Ø100	Ø60	1/2"G	M-42x2	209	50	85	3	135	17	170	202	115

E.2. DIMENSIONAMENT CILINDRE MÀQUINA DE COMPRESSIÓ

- *Força nominal* = 80 Tones
- *Força màxima* = $\frac{80}{0,8} = 100 \text{ Tones}$
- Pressió de treball = 150 bar
- Carrera = 30mm
- $\frac{F}{P} = S \implies S = \frac{100000 \text{ Kg}}{150 \text{ bar}} \approx 666,6 \text{ cm}^2$
- $D = 300 \text{ mm} \implies$ Un cilindre Ø300 no és una mida estàndard, el que comporta que tingui un cost elevat. De manera que intentarem buscar una solució alternativa.

E.3. SOLUCIÓ ALTERNATIVA (TÀNDEM)

El primer que s'ha fet és estudiar quina és la màxima secció hidràulica de la que es pot disposar amb peces normalitzades, i hem arribat a la conclusió que hauríem de fer servir un cilindre Tàndem.

El cilindre tàndem es construeix a partir de dos cilindres simples posats en sèrie, on la tija del cilindre posterior pressiona directament l'èmbol del cilindre anterior, sumant-se la resultant de les dues forces. L'únic inconvenient a efectes de càlculs hidràulics és que s'ha de restar la l'àrea que tapa la tija del cilindre posterior sobre l'èmbol.

E.3.1. CÀLCUL DE CÀRREGA MÀXIMA QUE ES POT OBTENIR AMB UN TÀNDEM

- Pressió de treball = 150 bar
- Diàmetre màxim estàndard : Ø160
- ØTija \implies Com que es sap que la càrrega es de 100 Tones com a màxim, es calcula i s'escull la tija necessària. Tenint en compte que el material és acer amb

$S_y = 260 \text{ MPa} \approx 2600 \text{ Kg/cm}^2$ podem determinar el següent:

$$-\frac{F}{P} = S \implies S_{\text{mínima}} = \frac{100.000 \text{ Kg}}{2.600 \text{ Kg/cm}^2} = 38,48 \text{ cm}^2$$

$$-S = \pi r^2 \implies r = \sqrt{\frac{S}{\pi}} = \sqrt{\frac{38,46}{\pi}} \approx 3,5 \text{ cm} \implies D_{\text{mínim}} = 70 \text{ mm}$$

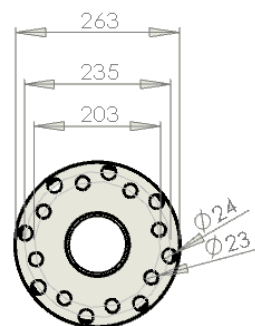
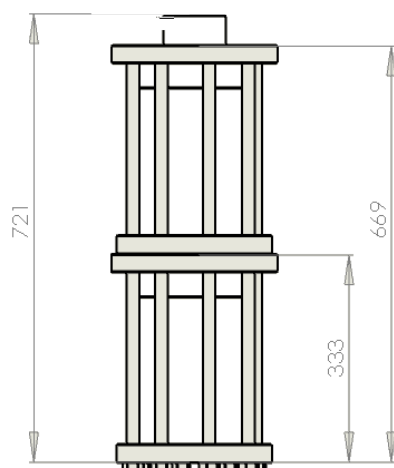
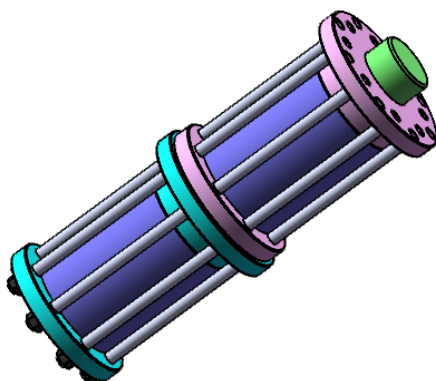
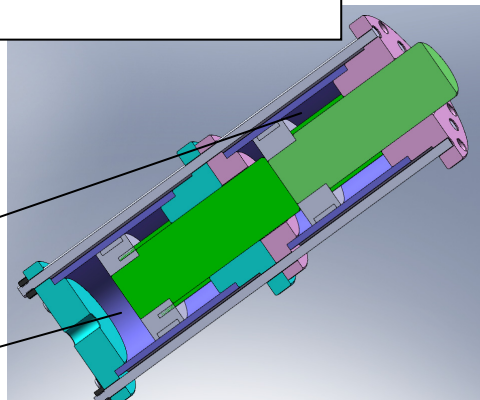
Escollirem una tija de Ø100, tenint en compte que la tija Ø80 immediatament superior a la mínima calculada té un marge de seguretat massa petit.

- $R_{\text{equivalent}} = R_1 + R_2 - R_3 = \frac{1}{2}(\phi_1 + \phi_2 - \phi_3) = (80 + 80 - 50) = 110 \text{ mm}$
- $S = \pi * 11^2 = 380,13 \text{ cm}^2$
- $F = P * S = 150 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} * 380,13 \text{ cm}^2 \approx 57.020 \text{ Kg} \approx \mathbf{57 \text{ Tones}}$

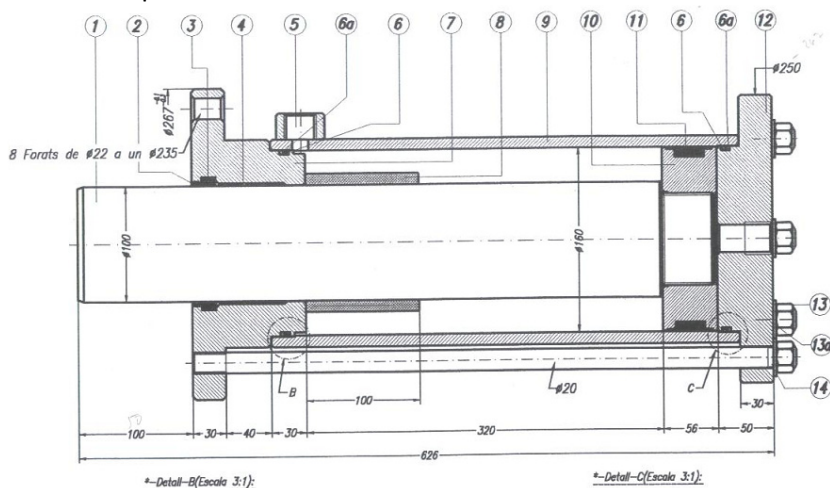
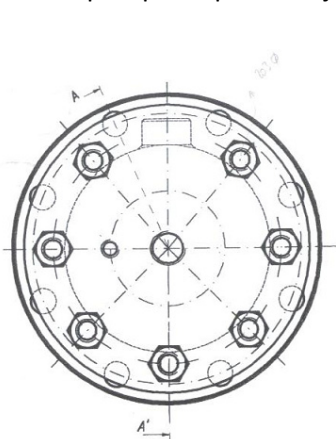
DETALLS DE DISSENY CILINDRE TÀNDEM

Cilindre anterior

Cilindre posterior



El disseny d'aquest cilindre Tàndem l'hem fet a partir del següent plànol que ens ha proporcionat Fluidtècnik. L'única modificació que hi ha a l'hora de fer el muntatge és un forat a la culata central per que hi passi la tija del cilindre posterior.



*-Detail-B(Escala 3:1):

*-Detail-C(Escala 3:1):



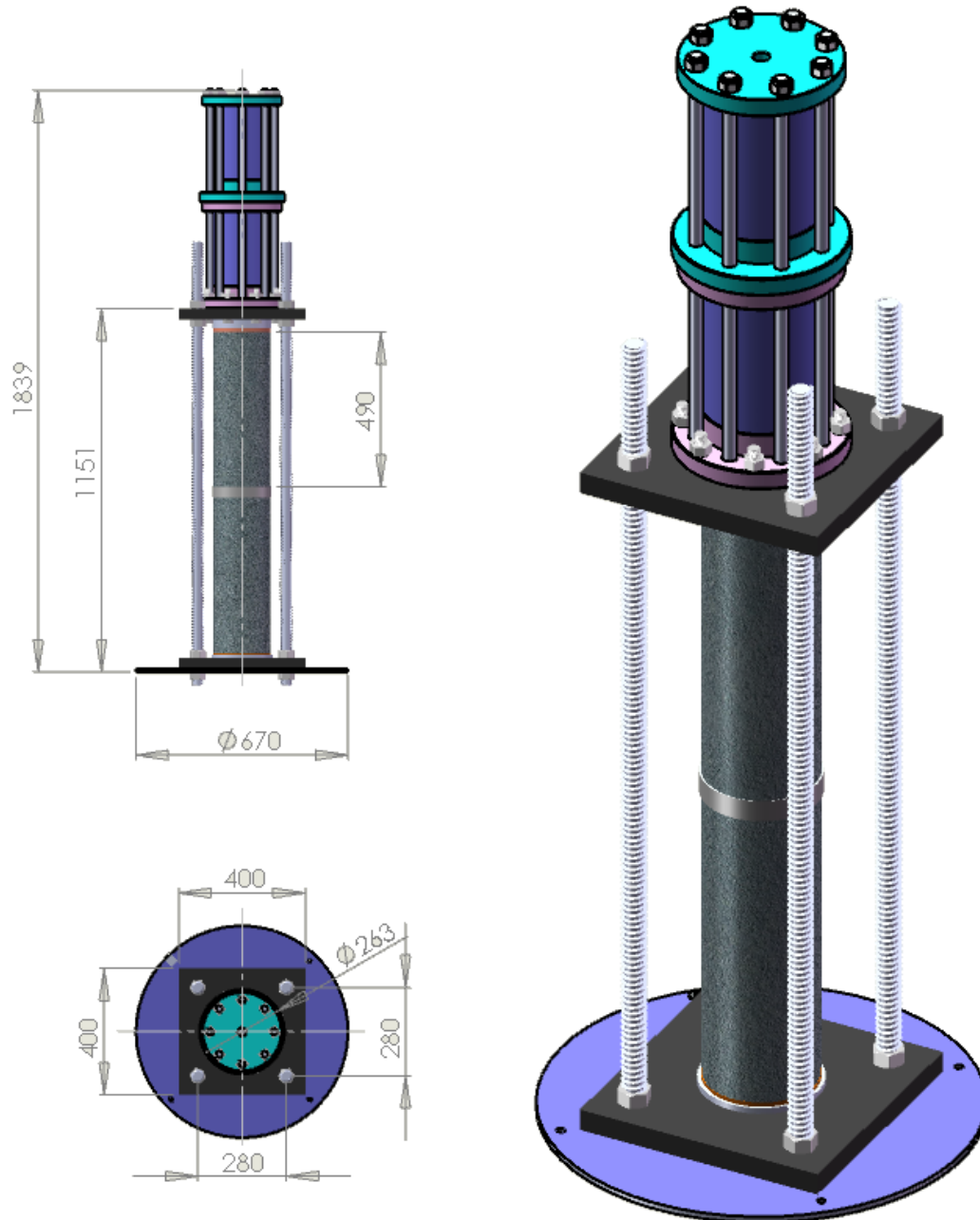
POS.	DENOMINACIÓ	REFERÈNCIA
1	EXC.	
2	RASCADOR	(1) WSW-001000
3	COLLARI	(1) RV-3001000
4	CASQUILLO GUA	(1) WFP-100/105x80mm
5	MANGUITO SOLDABLE	(1) 3/4"
6	JUNTES TÒRQUES	(2) Ø 152x8
6a	ARO APOIO	(2) 152.8x162x1.5 CONCAU NER (INTERSEIL MEDWIZIT)
7	TAPA D'AVANTERA	
8	SEPARADOR (DOLLA)	
9	EMPOL	
10	EMPOL	
11	JUNTA EMPOL	(1) PCA-301800-NCRO
12	TAPA POSTERIOR	
13	FEMELLES AUTOBLOCANTS	(7) M20 DIN-985
13a	ARANDELLES	(7) Ø20 DIN-125
14	VRILLES	(7) M20x548mm

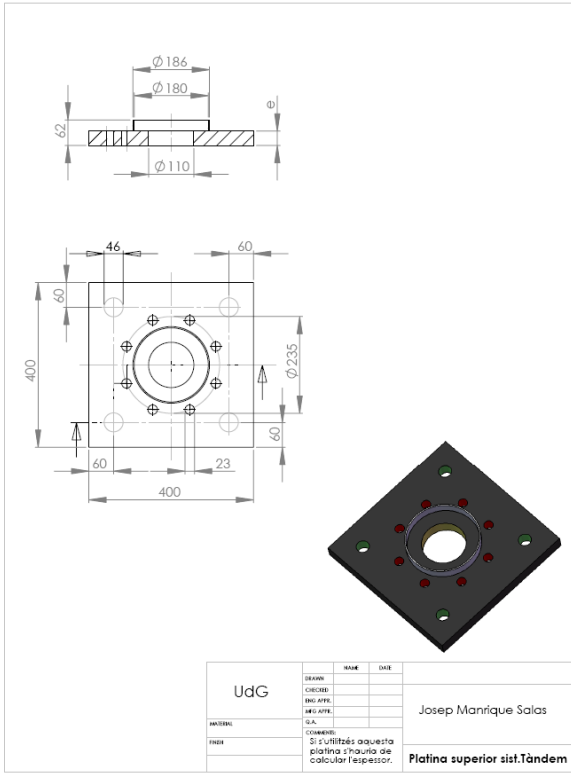
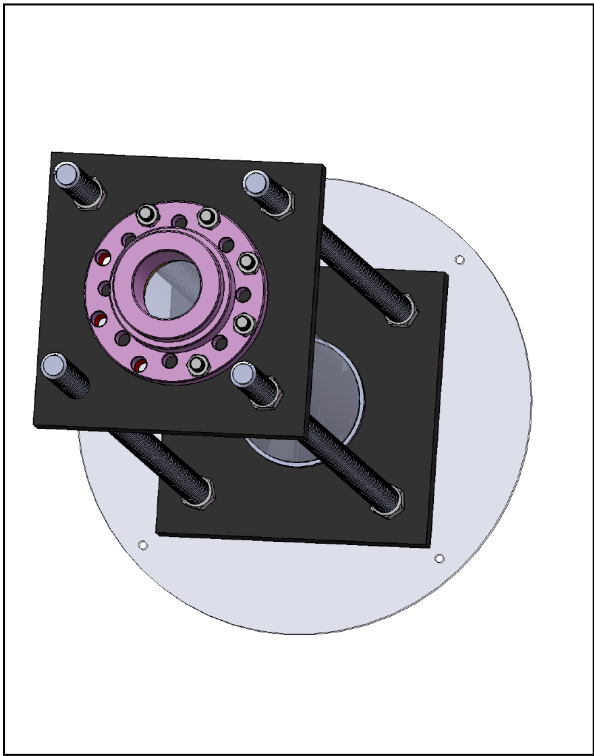
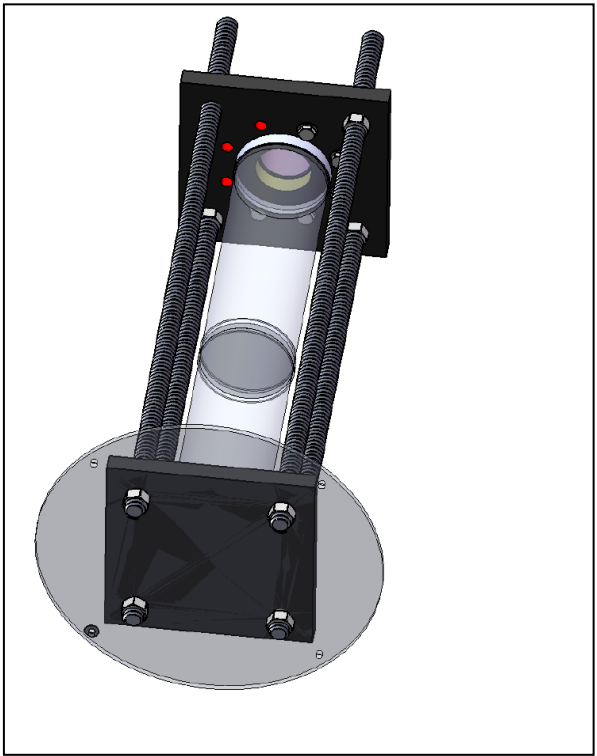
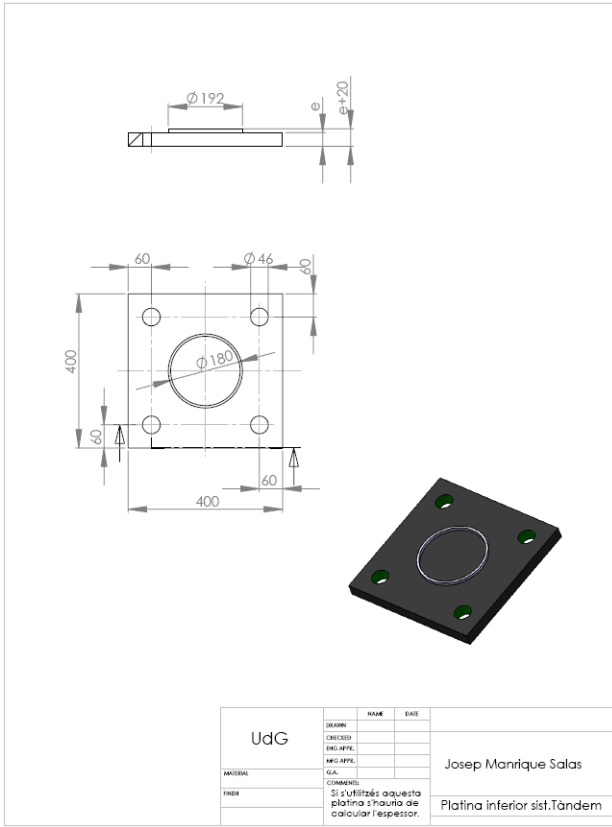
Pisto #160/100x320
Pernil Quadrat

Norm	Data	
Dibuixat	Anna	2-8-2004
Comprovat	Alex	2-8-2004
Denominació	PISTO HIDRÀ. #160	
Client	Josep Manrique	
Escala	1:3	Nº Peces 1
Material	Plànol N° 1-0	
Tractaments	Nº CAD Verif/Clas/Pag	

E.3.2. PLÀNOLS TÈCNICS PLATINES MÀQUINA TÀNDEM

Ara es representen detalls d'una bancada plànols tècnics de platines superior i inferior que s'ha preparat per aquest cilindre tàndem. Tot i que no s'han calculat els gruixos mínims que han de tenir les platines, els càlculs serien molt similars als realitzats a la solució final.





E.3.3. DECISIÓ DESCARTAR SISTEMA TÀNDEM

Aquest disseny anterior inicialment es va portar a terme després d'una visita que es va fer a la UPC de Barcelona el 16 de Maig de 2008 on erem presents els professors i tutors Lluís Torres, Cristina Miàs, Albert Turon i jo mateix Josep Manrique. La raó per la que no va avançar aquest disseny amb tàndem és que la pressió màxima de treball que suporten les vàlvules i transductors és de 150 bar, i com hem vist en els càlculs de pressió del tàndem fets anteriorment la càrrega màxima que podríem fer seria de 57 Tones, molt lluny de les 100 Tones que ens demanen. El sistema tàndem queda descartat doncs perquè no ens podrà subministrar prou càrrega.

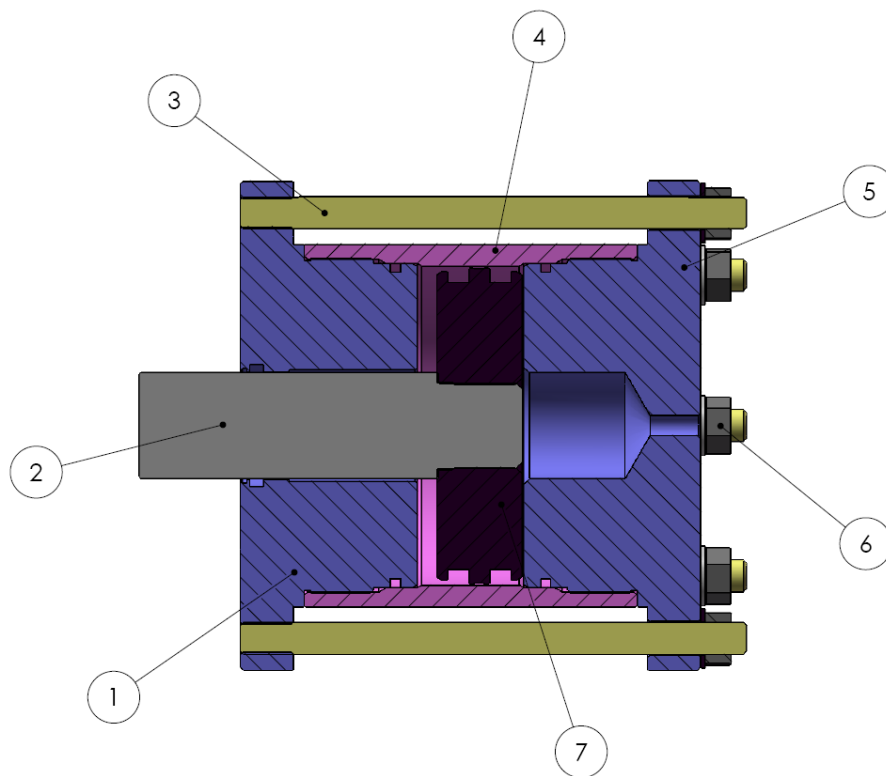
FOTOS VISITA UPC MÀQUINA COMPRESSIÓ MÀX 50 TONES



E.4. DISSENY D'UN CILINDRE Ø300

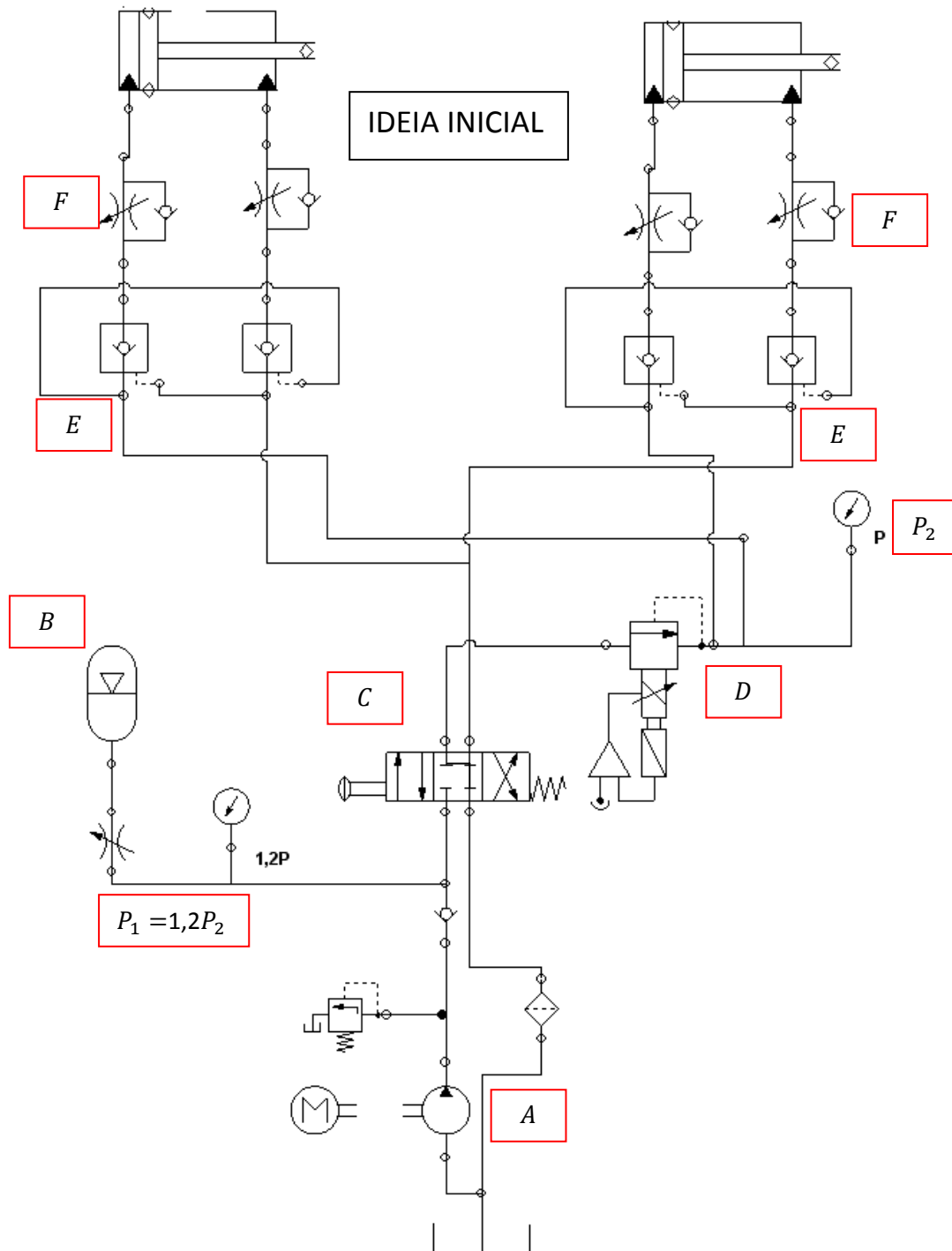
Al veure que per fer les 100 Tones amb el circuit hidràulic no hi ha cap més remei que dissenyar un cilindre a mida es va contactar amb l'empresa Fluidtècnik, situada al Polígon industrial del Perelló (Vilablareix) que està acostumada a fer muntatges hidràulics a mida. Amb les especificacions que se'ls demana han proposat el disseny d'un cilindre fet a mida, però amb juntes estàndards, de manera que fent un parell de càlculs de resistència i hidràulica i amb la informació que han subministrat s'ha dissenyat conjuntament un cilindre capaç d'assolir la funció buscada.

Els plànols tècnics d'aquest cilindre es troben en el document nº2 (Plànols), on es detallen les mides de l'èmbol, vàsteg, pistó, camisa, brida davantera, brida posterior i tirants del següent conjunt:



E.5. CIRCUIT HIDRÀULIC

En un primer moment es va dissenyar el següent circuit hidràulic per aconseguir una pressió constant al circuit de pressió, transmetent així una càrrega constant a la proveta (ja sigui en el cas de tracció o en el de compressió) independentment de les suors o pèrdues hidràuliques i de la deformació de les mateixes provetes (sobretot en la tracció).



E.5.1. FUNCIONAMENT CIRCUIT INICIAL

Es tracta d'un sistema que fa servir dues pressions que anomenarem P_1 (pressió d'alta al nivell inferior) i P_2 (pressió de baixa al nivell superior). Aquesta última estarà connectada a l'actuador/s.

En el tram de P_1 hi ha la bomba **A** que emmagatzema energia hidràulica dins un acumulador **B**, regida per un transductor de baixa i un transductor d'alta (funcionament d'interruptors com els antics pressòstats mecànics). La pressió P_1 sempre haurà de ser superior a P_2 .

La vàlvula **C** central és una vàlvula 4/3 per accionar el sistema en un sentit o en un altre, o per bloquejar el moviment del cilindre.

L'element **D** representa una vàlvula de regulació de pressió que podria anar acompanyada per un programador PLC + un sensor de pressió analògic per captar la pressió P_2 + una senyal de referència ajustable, fent que el PLC controlés la vàlvula de manera que mantingués el sistema de baixa pressió a la pressió constant que prèviament s'hagués seleccionat amb la senyal de referència. De totes maneres hi ha vàlvules proporcionals de regulació de pressió que ja porten el control integrat, com és el cas de la vàlvula *CRE serie11 de DUPLOMATIC* descrita a la fitxa tècnica que hi ha a partir de la següent pàgina.

Les vàlvules **E** són vàlvules antiretorn pilotades, utilitzades per assegurar el tancament de la vàlvula pilotant la seva obertura quan convingui.

Les vàlvules **F** són vàlvules de regulació del cabal de retorn dels cilindres, per regular-ne la velocitat.

E.5.2. INCONVENIENTS CIRCUIT INICIAL

L'empresa Fluidtencik va estar estudiant aquest circuit hidràulic que li vam proposar i va discrepar en els següents punts:

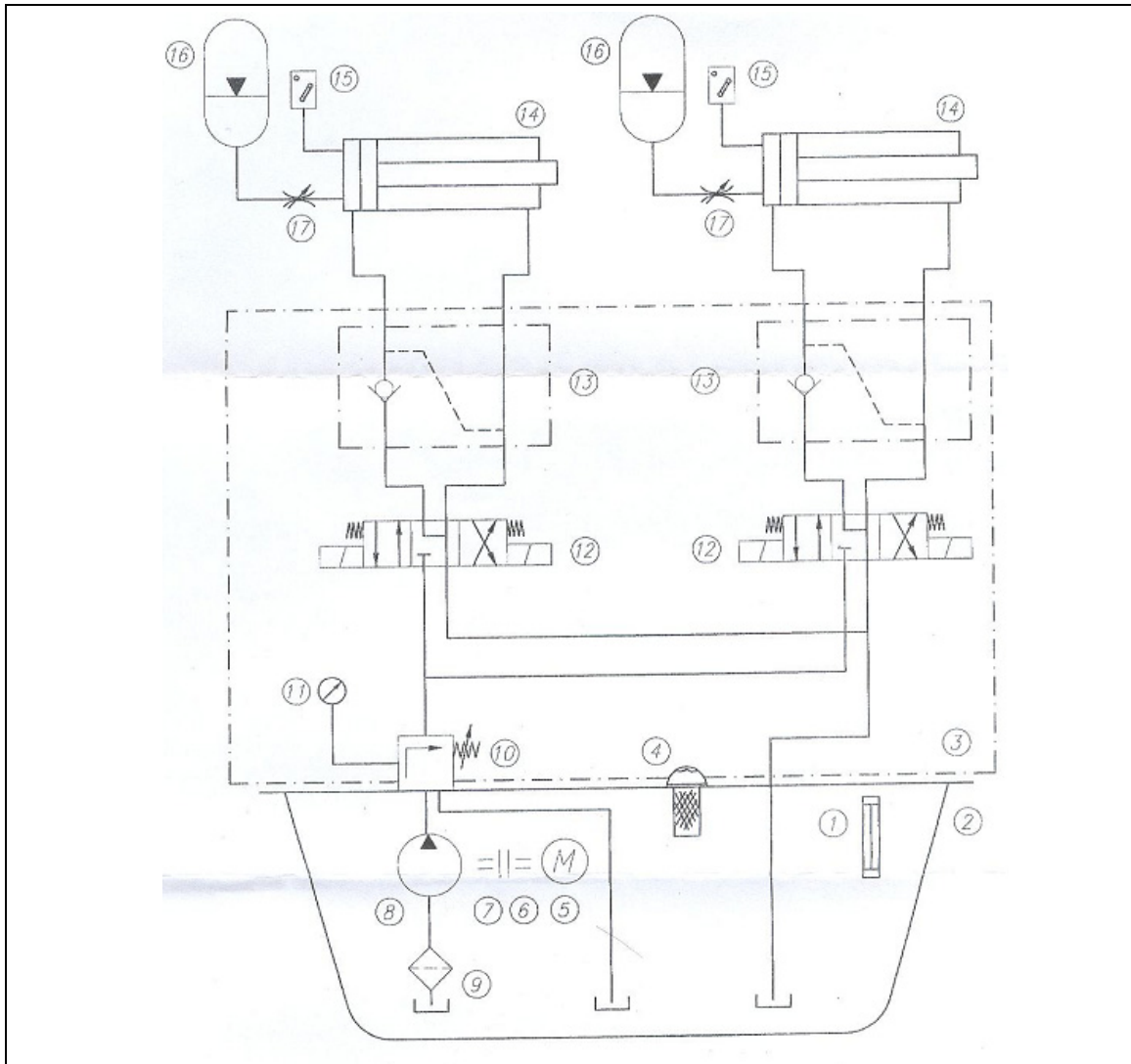
- No cal vàlvules per regular la velocitat de retorn perquè la bomba amb la que es dissenyarà el sistema serà petita per abaratir costos i la velocitat ja serà lenta sense regular-la.
- En comptes de tenir dues vàlvules antiretorn pilotades per actuador en podríem tenir només una, doncs volem controlar les pèrdues només en un sentit.
- Per experiències laborals diuen que l'acumulador no pot estar situat abans de la vàlvula 4/3, per que quan aquesta obri passarà el fluid a batzegades.
- Al ser un circuit tant petit i amb tan poc cabal no s'espera ferritja despres pels pocs components hidràulics que hi ha i per tant el filtre d'oli seria més important que estigués a l'entrada de pressió per filtrar la brutícia del dipòsit que al retorn per filtrar partícules metàl·liques.

****Fins aquí no hi ha cap problema, fins i tot han disminuïnt els costos econòmics...**

- Finalment van donar un motiu per no utilitzar aquest sistema. Es tracta del preu de la vàlvula proporcional de regulació de pressió, que oscil·la entre els 2000 i 3000 euros.

E.5.3. SOLUCIÓ PROPOSADA PER L'EMPRESA FLUIDTÈCNIK

L'empresa fluidteknik proposa, a part de tots els canvis que ja s'ha comentat anteriorment, un control de la pressió amb un transductors electrònics d'alta i de baixa (fent la mateixa funció d'interruptor que es feia antigament amb els pressòstats mecànics) que mantinguin la pressió si més no dins d'un rang determinat . A continuació hi ha el circuit real que ells proposen:



L'element nº15 representa un transductor doble o podrien ser dos de simples cadascun. El funcionament de baixa seria per exemple que quan la pressió de l'acumulador baixés un 5% el transductor de baixa activés la bomba, cosa faria pujar la pressió fins arribar a activar el transductor d'alta, el qual pararia la bomba, i així successivament. El temps que triga el sistema a descarregar-se un 5% de la pressió depèn directament de la capacitat de l'acumulador.

Possiblement cada acumulador seria de 10 litres, Pressió d'inflat a 90 bar, Pressió inicial de treball de 160bar i Pressió mínima de treball de 100 bar

CODI	DESCRIPCIÓ	QUANT.
	ATT/SR.JORGE MANRIQUE	

L05.127TE	NIVELL/TERMOMETRE	1.00
NG-30	DEPOSITO ALUMINIO 30 L.+ JUNTA TAPA	1.00
	TAPA DIPOSIT ZINCADA I MECANITZADA 490x340	1.00
TP1.02601	TAP EMPLNAT/DESVAPOADOR	1.00
4MT90LC2'5CV1'85K	MOTOR 4MT90LC2'5CV1'85KWIP55 220/380/50 R160/24 CARCASA	1.00
WIP55	REDUCIDA E.M.G.	1.00
HL5L	CAMPANA D.200	1.00
N750604	ACOPLAMIENTO N750604	1.00
1L05DE10R	BOMBA DE ENGRANAJES	1.00
ARC15L	FILTRO ASPIRACION 15 L/MIN. 1/2 125 MICRAS	1.00
HLP30M1-210	REGULADOR BASE MODUL 3 - 210 BARS	1.00
H83392	MODULO TIPO 3 CONEXION PARALELO	2.00
H83393	SIST.MOD. TIPO 3 TERM. EN SERI	1.00
1500849	ESPARRECS M8x146 NG-6	1.00
WIK21353063.160D	MAN.D.63 C/INOX GLIC (0-160)BAR 1/4" DORSAL	1.00
4D0132080302B1W5	ELECTROV. NG-6 4/2 3 POS. 220/50 [A X] [A i B a T] [B I I]	2.00
7		
ZREA01D1	ANTIRRETORNOS SIMPLS REF. ZRE A 01 D1	2.00
	TRANSDUCTOR PRESSIO 0-100 BAR	2.00
	ACUMULADOR ELM0.75L-350B	2.00
FPMU3/8	REGULADOR UNIDIREC. PIÑA 3/8	1.00
GULFHARMONY	OLI HIDRAULIC GULF HARMONY AW-46 (GRANEL)	30.00
AW-46 GRANEL	MUNTATGE I ACC.	1.00

E.5.4. DESAVANTATGES RESPECTE LA VÀLVULA PROPORCIONAL

El gran desavantatge que hi veig no és pas el petit rang de fluctuació hidràulica que pot originar-se periòdicament (que també ho és), sinó el fet que amb la vàlvula proporcional es pot escollir amb la senyal de referència un gran rang de pressions de treball i en canvi en aquest cas només hi hauria una pressió fixa de treball, perquè els acumuladors s'han de pre-carregar a una determinada pressió que està en funció de la pressió de treball.


E.5.5. INSTAL·LACIÓ I POSADA A PUNT DEL SISTEMA HIDRÀULIC

Així doncs podem instal·lar qualsevol dels dos circuits detallats anteriorment, depenent del cost econòmic que es pugui assumir.


Aquest tipus d'instal·lació necessàriament haurà de ser realitzada per una empresa com Fluidtechnik o característiques similars degut a la complexitat de la posada a punt del circuit, que requereix experiència en muntatges hidràulics. A més, en el cas de la màquina de compressió, s'ha hagut de dissenyar expressament a mida el cilindre de compressió, i seria convenient que la mateixa empresa que faci el disseny final i el construeixi sigui la que realitzi la instal·lació.

E.5.6. CARACTERÍSTIQUES TÈCNIQUES DEL DIPÒSIT

Antriebstechnik · Hydraulik-Komponenten · Ölkühler
Transmission Engineering · Hydraulic-Components · Oil-coolers

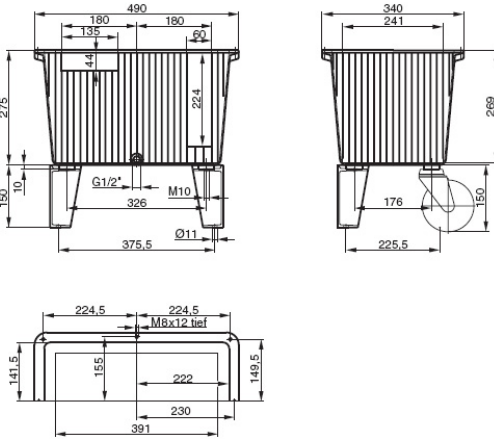


HYDRAULIC
COMPONENTS



WHERE THE WORLD TURNS
FOR COUPLINGS

Alu-Behälter NG 30 *Al oil tank NG 30*

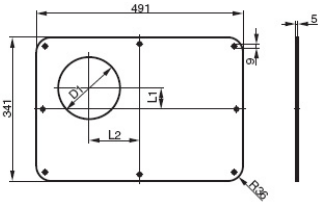


Zubehör *Accessories*

Ölauffangdichtung
Rundschnurdichtung NBR 6 mm
Gussfüße 150 mm hoch
Lenkrollen 150 mm hoch
Verschlusschraube G1/2" mit Dichtung
Ölstandsanzeiger SF1 oder SF2
Einfüll- und Belüftungsfilter
E 35 ES oder EB 80-10

Oil trip-tray gasket
Round section gasket NBR 6 mm
Cast feet 150 mm high
Castors 150 mm high
Drain plug G1/2" with gasket
Oil level gauge SF1 or SF2
Filler incl. breather filter
E 35 ES or EB 80-10

Stahldeckel *Steel lid*
Alu-Deckel auf Anfrage *Al lid on request*



Stahldeckel <i>Steel lid</i>	Maße [mm] <i>Dimensions [mm]</i>			Gewicht [kg] <i>Weight [kg]</i>
	L1	L2	D1	
SD 30	—	—	—	6,4
SD 30/200	50	120	147	5,7
SD 30/250	25	95	192	4,9
SD 30/300	—	70	236	4,8

S'ha de comptar que els circuits hidràulics de les nostres màquines necessitaran un dipòsit d'aquestes característiques tècniques (és dels més petits). Per tant S'ha de tenir en compte una superfície extra a la màquina per col·locar-lo a terra.

A les últimes pàgines d'aquest document es troben les característiques tècniques dels transductors. Dels altres elements ja s'ha dit el model, i l'únic que s'hauria d'acabar de dimensionar en el moment de la fabricació de les màquines són els acumuladors (en cas que instal·léssim la solució hidràulica més econòmica), que com ja s'ha comentat és necessari saber exactament la pressió de treball.

ANNEX F: ANCLATGES BARRA FRP

F.1. AVANTATGES BARRES FRP RESPECTE L'ACER

- Menor pes propi
- No generen interferències a les ones electromagnètiques
- Excel·lent comportament davant la corrosió i atacs químics.
- Elevades resistències i propietats mecàniques.

F.2. DESAVANTAGES BARRES FRP RESPECTE L'ACER

- Major cost inicial directe (a comparar amb costos de transport, muntatge, menors càrregues mortes, mínim manteniment, etc.)
- Falta d'informació i promoció de coneixements sobre les seves aplicacions.
- Falta de Reglaments i Especificacions.
- Major deformació que les barres d'acer.
- Pèrdua de resistència per acció directa del foc.
- Efecte de fluència quan hi ha aplicades càrregues permanents.
- Ruptura fràgil. Comportament elàstic fins a la rotura.

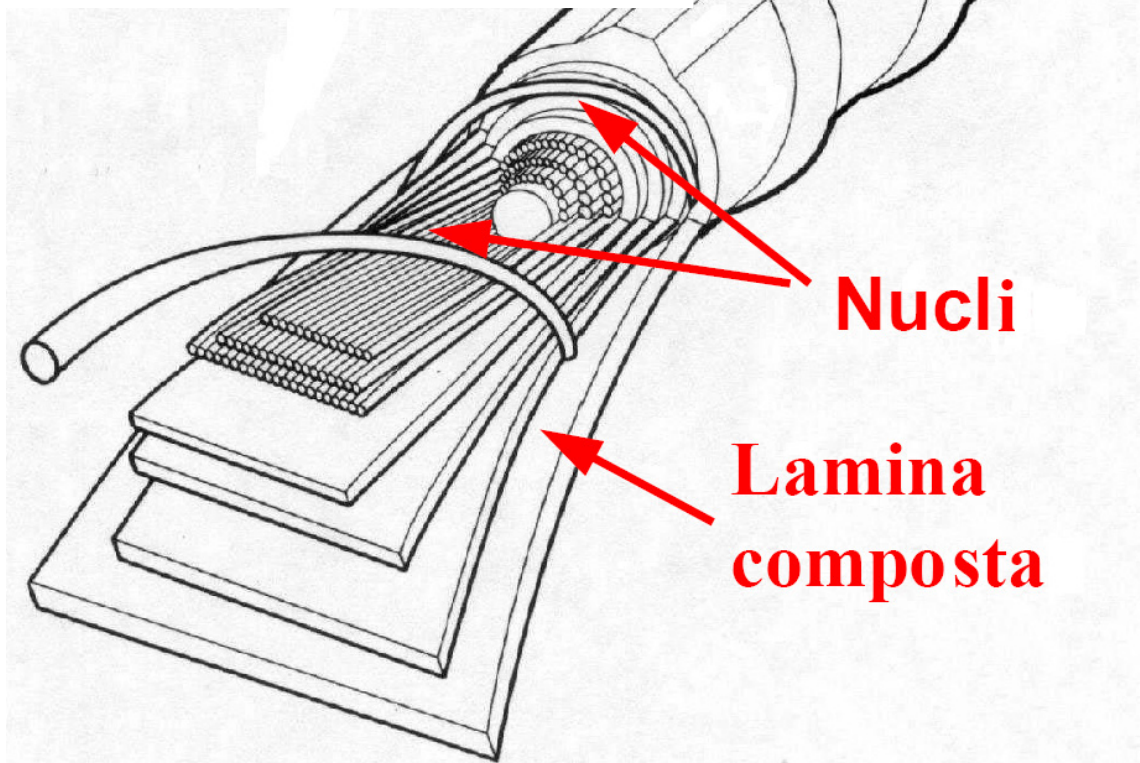
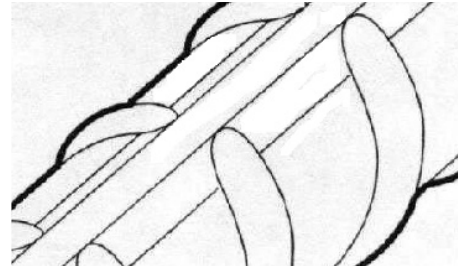
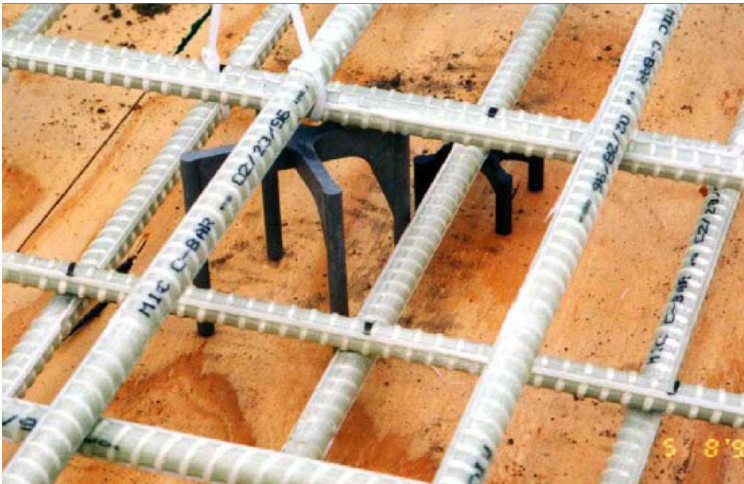
F.3. UTILITATS BARRES FRP

F.3.1. Problemes de corrosió

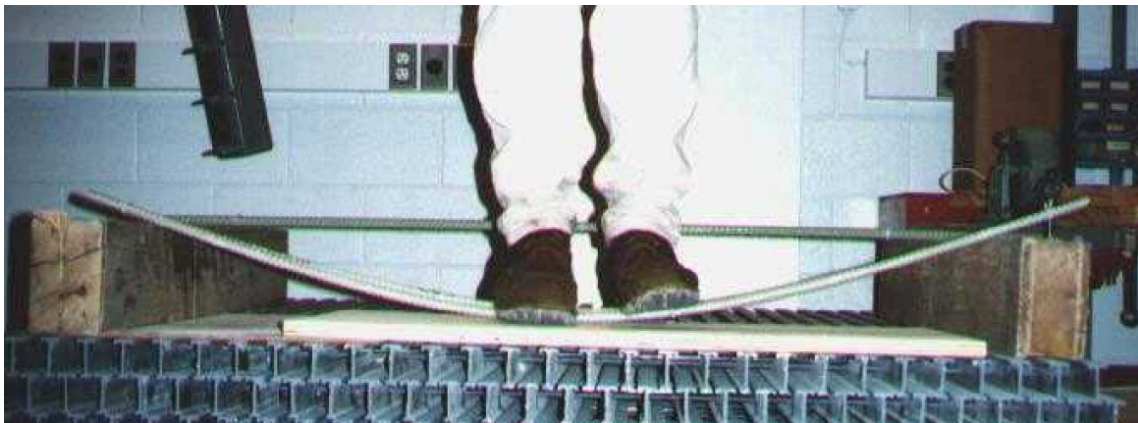
- Obres industrials amb productes molt corrosius.
- Bases i parrals en plantes de productes químics.
- Plantes de tractament d'aigua.
- Torres de refrigeració, xemeneies, etc.
- Taulers de ponts en zones molt fredes.
- Estructures marítimes: molls, ponts, acuaris, piscines, plataformes de petroli (offshore), etc.
- Parets de contenció en zones amb terres agressius.

F.3.2. Problemes d'ones electromagnètiques i de conducció elèctrica

- Subestacions elèctriques.
- Instal·lacions de radar.
- Laboratoris de calibració i instrumentació.
- Instal·lacions nuclears.
- Edificis per equips de telefonia.
- Torres de transmissió.
- Torres de control de aeroports.
- Sales per equips de ressonància magnètic.
- Laboratoris de prova i plantes productores d'aparells sensibles.
- Instal·lacions militars.



$E = 40.000 \text{ MPa}$

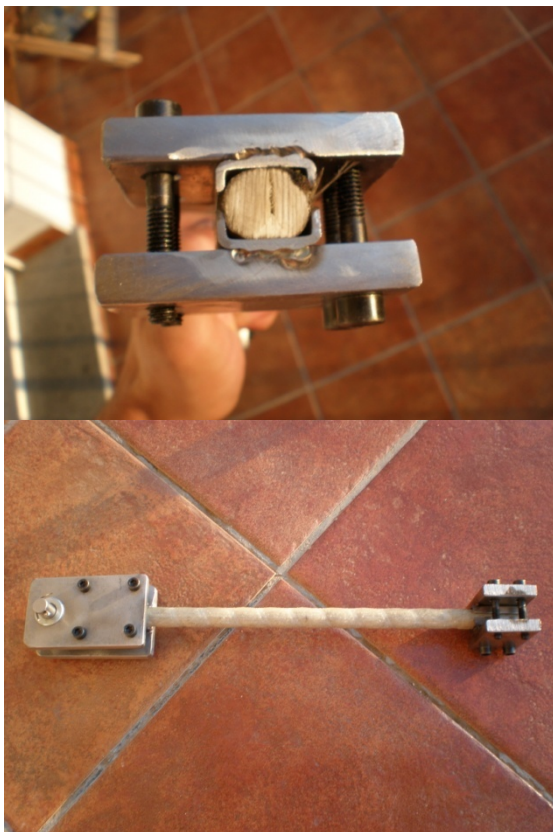


F.4. PROVES D' ANCLATGE

Ens disposem a fer les proves necessàries per trobar la millor manera de subjectar les barres FRP de la proveta de tracció.

F.4.1. PROVA DE COMPRESSIÓ RADIAL BARRA

Aquesta prova s'ha dut a terme a Tallers Germans Manrique i es tracta de comprimir la barra radialment (el més uniformement possible que es pugui fer al taller, on no es disposa de màquina fresadora). Com demostren les imatges següents no hi ha hagut sort, la barra s'aixafa amb facilitat, quedant desfilada. Això significa que no podem utilitzar cap mètode mecànic per subjectar la barra perquè la malmetríem i el comportament de la barra a l'assaig no seria el correcte.



F.4.2. PROVA D'ADHERÈNCIA DE LA BARRA AMB RESINA EPOXI

Aquesta prova s'ha realitzat al laboratori de resistència de materials de la UdG, i ha estat la prova definitiva per dimensionar els anclatges de la proveta de tracció perquè s'ha arribat a la tensió de ruptura de la barra i l'anclatge ha suportat perfectament les tensions.

S'ha mecanitzat amb el torn una rosca de M42 a uns tubs que alhora s'han enganxat concèntricament amb la barra de la proveta per mitjà de resina epoxi, les característiques tècniques de la qual he disposat a continuació de les imatges fetes en el moment de la prova.



G. Disseny efecte apalancament

La imatge de la figura 1 és una màquina de tracció diferida que funciona per mitjà d'uns pesos i una palanca, utilitzada per assajar provetes de formigó armat amb un reforç de FRP i poder estudiar el comportament de les deformacions representats a la figura 2 i a la figura 3. Aquest ha estat el punt de partida del disseny de la palanca, tot i que la proveta assajada a la imatge té molt poca alçada, facilitant el disseny del recolzament de la palanca. La màquina de palanca d'aquest projecte però ha de millorar aquest sistema perquè la proveta és molt més alta.



Fig. 1. Màquina de tracció diferida efecte apalancament [2]

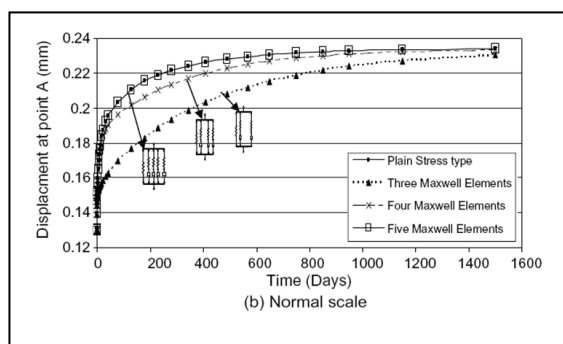


Fig. 2. Gràfica de deformacions (escala normal) [1]

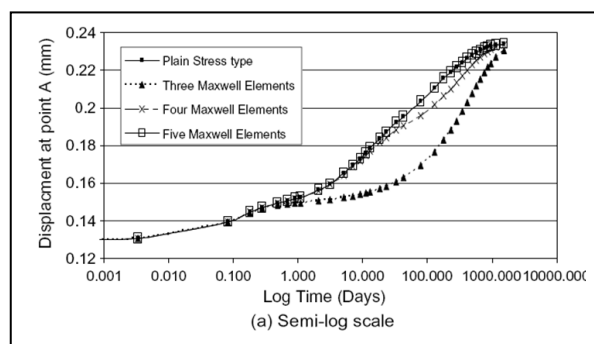


Fig. 3. Gràfica de deformacions (escala logarítmica) [1]

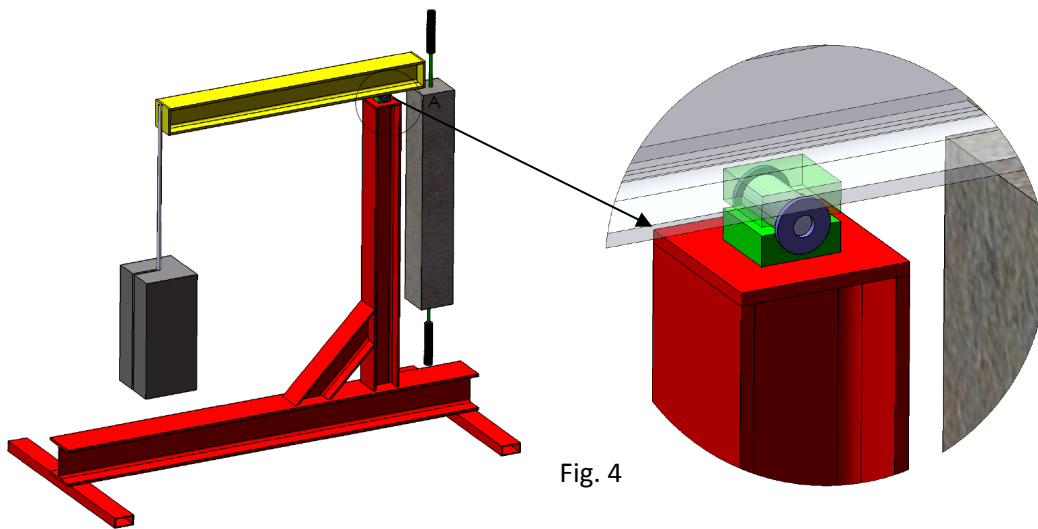
G.1. Millorant el sistema de palanca

A la *figura 4* s'ha intentat utilitzar el mateix sistema que en la *figura 1* per assajar la proveta i finalment hem arribat a la conclusió de que no era una bona solució per dos motius:

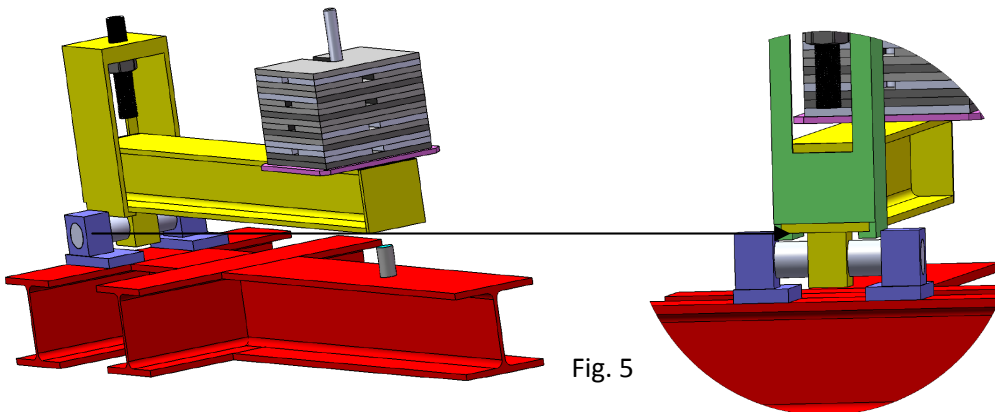
1. El tipus de recolzament obert pot ser perillós degut a l'excessiva alçada a la que es troba.
2. Complicaria la feina de comprovar si la palanca està a nivell en el moment de càrrega, tal i com es dedueix a la imatge anterior

De manera que s'ha arribat a la conclusió de basar el sistema de palanca amb el representat a la *figura 5*.

G.1.1. DISSENY D'EFFECTE APALANCAMENT A UNA ALÇADA EXCESSIVA



G.1.2. DISSENY D'EFFECTE APALANCAMENT ACCEPTABLE



Com podem veure s'ha trobat una bona solució que adequa el sistema de palanca a les mides de la nostra proveta gràcies a que s'ha col·locat el recolzament en un dels extrems de la palanca en comptes d'utilitzar un punt entremig. A més s'ha fet un mecanisme on l'eix del recolzament queda tancat i per tant no es pot desmuntar.

L'únic que s'empitjora amb aquest nou sistema és que l'eix del recolzament està sotmès a un moment flector que amb el disseny anterior no existia.

ANNEX H: Fitxes tèniques

H.1. Transductors de pressió

H.2. Vàlvula proporcional de control de pressió

H.2. Grua laboratori

H.3. Cèl·lula de càrrega

H.4. Resina epoxi

Industrial Pressure Transmitter Model S-10, S-11

Datasheet S-10

Applications

- Hydraulics and pneumatics
- Test equipment
- Pump and compressor control
- Liquid level measurement

Special Features

- Standard ranges available from stock
- 4-20 mA 2-wire output signal, others available
- Highly resistant to pressure spikes and vibration
- Stainless steel case and wetted parts
- Can be assembled to diaphragm seals for special applications

Description

WIKA S-10 and S-11 pressure transmitters are precision engineered to fit most industrial pressure measurement applications. The compact, rugged design make these instruments suitable for applications including hydraulics and pneumatics, vacuum, test equipment, liquid level measurement, press control, compressor control, pump protection and numerous other processing and control operations. A wide range of electrical connection and process connection options are available to meet almost any requirement.

Rugged construction

The S-10 features an all-welded stainless steel measuring cell for improved media compatibility. There are no internal soft sealing materials that may react with the media or deteriorate over time. The compact case is also made of stainless steel and is available with environmental protection ratings up to NEMA 6P / IP 68.



Left: S-10 with NPT process connection
Center: S-11 with flush diaphragm process connection
Right: S-11 with flush diaphragm process connection and integral cooling element

The S-11 transmitters feature a flush diaphragm process connection. They are specifically designed for the measurement of viscous fluids or media containing solids that may clog a NPT process connection. Flush diaphragm pressure transmitters are available in pressure range from 50INWC to 8000PSI. For high temperature media an integral cooling element is available on the S-11. This option increases the maximum media temperature to 300°F.

Each instrument undergoes extensive quality control testing and calibration to achieve an accuracy of $\leq 0.25\%$ full scale. The printed circuit boards use state-of-the-art surface mount technology and are potted in silicone gel for protection against mechanical shock, vibration, and moisture. Each is individually temperature compensated to assure accuracy and long-term stability even when exposed to severe ambient temperature variations.

Specifications

Model S-10 / S-11

Pressure range	50INWC	5PSI	10PSI	25PSI	30PSI	60PSI	100PSI	160PSI	200PSI
Maximum pressure*	30PSI	72PSI	72PSI	72PSI	72PSI	240PSI	240PSI	500PSI	500PSI
Burst pressure**	30PSI	87PSI	87PSI	87PSI	87PSI	290PSI	290PSI	600PSI	600PSI
Pressure range	300PSI	500PSI	1000PSI	2000PSI	3000PSI	5000PSI	8000PSI	10000PSI ¹	15000PSI ¹
Maximum pressure*	500PSI	1160PSI	2900PSI	4640PSI	7250PSI	11,600PSI	17,400PSI	21,750PSI	21,750PSI
Burst pressure**	600PSI	5800PSI	11,600PSI	14,500PSI	17,400PSI	24,650PSI	34,800PSI	43,500PSI	43,500PSI

{vacuum, gauge pressure, compound ranges, and absolute pressure references are available}

¹⁾ Ranges only available with Model S-10

²⁾ For Model S-11 the burst pressure is limited to 21,000PSI unless the pressure seal is accomplished by using the sealing ring underneath the hex.

*Pressure applied up to the maximum rating will cause no permanent change in specifications but may lead to zero and span shifts

**Exceeding the burst pressure may result in destruction of the transmitter and possible loss of media

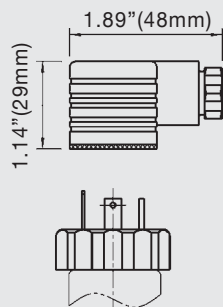
Materials		
■ Wetted parts		(other materials see WIKA diaphragm seal program)
➤ Model S-10		Stainless steel
➤ Model S-11		Stainless steel {Hastelloy C4}
		O-ring: NBR ³⁾ {Viton or EPDM}
■ Case		Stainless steel
Internal transmission fluid ⁴⁾		Synthetic oil {Halocarbon oil for oxygen applications} ⁵⁾
		{Listed by FDA for food applications}
		³⁾ O-ring made of Viton or EPDM for Model S-11 with integral cooling element.
		⁴⁾ Not available with Model S-10 in pressure ranges >300 PSI.
		⁵⁾ Media temperature for oxygen version: -22 ... 140 °F / -30 ... +60 °C. Oxygen version is not available in vacuum and absolute pressure ranges or with S-11 > 500 PSI
Power supply U _B ⁶⁾	U _B in DC V	10 < U _B ≤ 30 (14 ... 30 with signal output 0 ... 10 V)
Signal output and maximum load R _A	R _A in Ohm	4 ... 20 mA, 2-wire R _A ≤ (U _B - 10 V) / 0.02 A
		0 ... 20 mA, 3-wire R _A ≤ (U _B - 3 V) / 0.02 A
		{0 ... 5 V, 3-wire} R _A > 5,000
		{0 ... 10 V, 3-wire} R _A > 10,000 {other signal outputs available}
Adjustability zero/span	%	± 10 using potentiometers inside the instrument
Response time (10 ... 90 %)	ms	≤ 1 (≤ 10 ms at media temperatures below -22°F (-30°C) for ranges < 300 PSI or with flush diaphragm process connection)
Isolation voltage	DC V	500
		⁶⁾ NEC Class 02 power supply (low voltage and low current max. 100 VA even under fault conditions)
Accuracy ⁷⁾	% of span	≤ 0.25 {0.125} ⁸⁾ (BFSL)
	% of span	≤ 0.5 {0.25} ⁸⁾ (limit point calibration)
		⁷⁾ Including linearity, hysteresis and repeatability.
		Limit point calibration performed in vertical mounting position with pressure connection facing down.
		⁸⁾ Improved accuracy is available for pressure ranges ≥ 100 INWC
Repeatability	% of span	≤ 0.05
1-year stability	% of span	≤ 0.2 (at reference conditions)
Permissible temperature of		
■ Medium ⁹⁾		-22 ... +212 °F {-40 ... +257 °F}
		-30 ... +100 °C {-40 ... +125 °C}
		S-11 with cooling element: -4 ... +302 °F
		S-11 with cooling element: -20 ... +150 °C
■ Ambient ⁹⁾		-4 ... +176 °F
		-20 ... +80 °C
		S-11 with cooling element: -4 ... +176 °F
		S-11 with cooling element: -20 ... +80 °C
■ Storage ⁹⁾		-40 ... +212 °F
		-40 ... +100 °C
		S-11 with cooling element: -4 ... +212°F
		S-11 with cooling element: -20 ... +100 °C
		⁹⁾ Also complies with EN 50178, Tab. 7, Type C, Class 4KH Operation, 1K4 Storage, 1K3 Transport
Compensated temperature range		32 ... +176 °F
		0 ... +80 °C
Temperature coefficients (TC) within compensated temp range:		
■ Mean TC of zero	% of span	≤ 0.2 / 10 K (< 0.4 for pressure range < 100 INWC)
■ Mean TC of range	% of span	≤ 0.2 / 10 K
CE - conformity		89/336/EEG interference emission and immunity see EN 61 326, interference emission limit class A and B, 97/23/EG Pressure equipment directive (Module H)
Shock resistance	g	1000 according to IEC 60068-2-27 (mechanical shock)
Vibration resistance	g	20 according to IEC 60068-2-6 (vibration under resonance)
Wiring protection		Protected against reverse polarity, overvoltage and short circuit
Weight	lb	Approx. 0.4

{ } Items in curved brackets { } are optional extras for additional price.

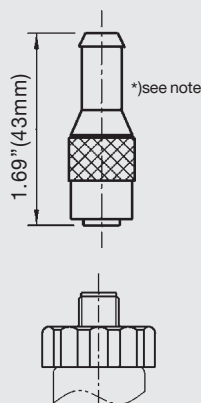
Dimensions in inches(mm)

Electrical connections

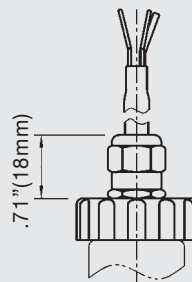
L-connector, DIN EN 175301-803, Form A (DIN 43 650) for conductor cross section up to max. 1.5 mm², conductor outer diameter 0.3" (6-8 mm), NEMA 5 / IP 65
Order code: A4



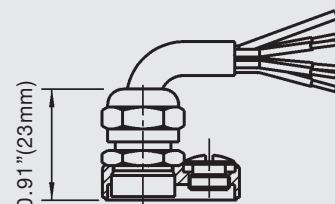
Circular connector
M 12x1, 5-pin,
NEMA 4 / IP 67
Order code: M5



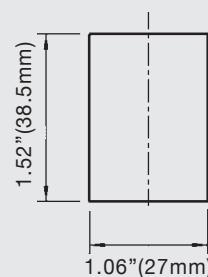
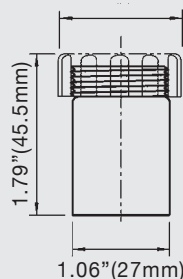
Flying leads
conductor cross section up to max. 0.5 mm² / AWG 20 with end splices, conductor outer diameter 6.8 mm, NEMA 4 / IP 67
Order code: DL



Cable with free ends, adjustable zero and span conductor cross section up to max. 0.5 mm² / AWG 20 with end splices, conductor outer diameter 6.8 mm, NEMA 6 P / IP 68
Order code: XM

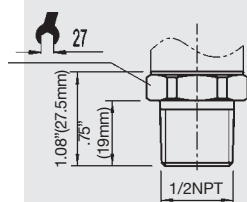


Case

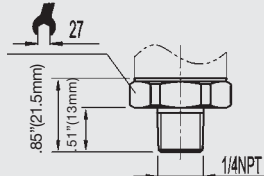


S-10 pressure connections (others available)

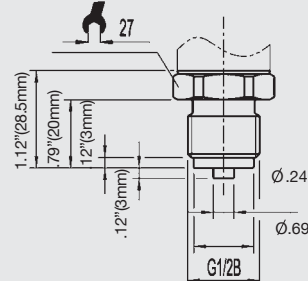
1/2 NPT male
Order code: ND



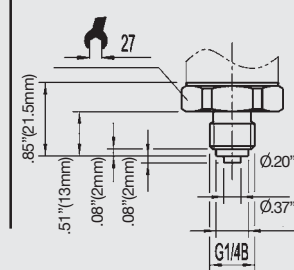
1/4 NPT male
Order code: NB



G1/2B male
Order code: GD

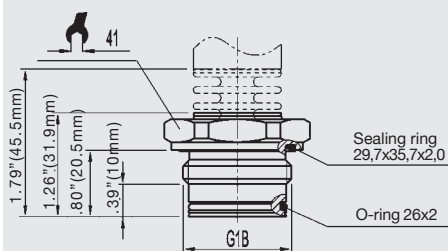


G1/4B male
Order code: GB

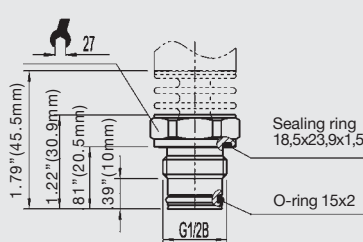


S-11 flush diaphragm pressure connections

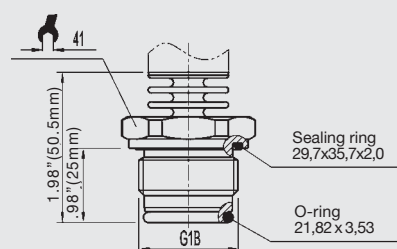
G 1B
with or without cooling element
50 INWC to 30 PSI
Order code: 85



G 1/2 B
with or without cooling element
50 PSI to 8000 PSI
Order code: 86



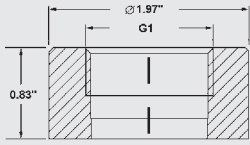
G1B according to EHEDG **)
with cooling element, up to 302°F (150°C)
100 INWC to 250 PSI
Order code: 84



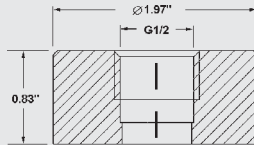
** European Hygienic Equipment Design Group

*) Mating connector not included

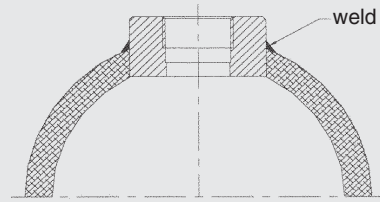
Matching P-1 weld insert adapters for S-11 pressure transmitters



P-1 G1 weld insert adapter
Part # 1206974
for pressure ranges ≤ 30 PSI



P-1 G1/2 weld insert adapter
Part # 1097008
for pressure ranges ≥ 50 PSI



Cross section view of P-1
adapter installed in pipe.

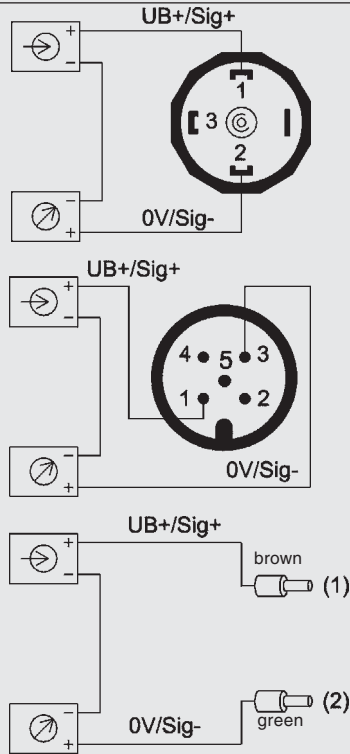
Wiring

L-Connector,
DIN EN 175301-803, Form A
(DIN 43 650)

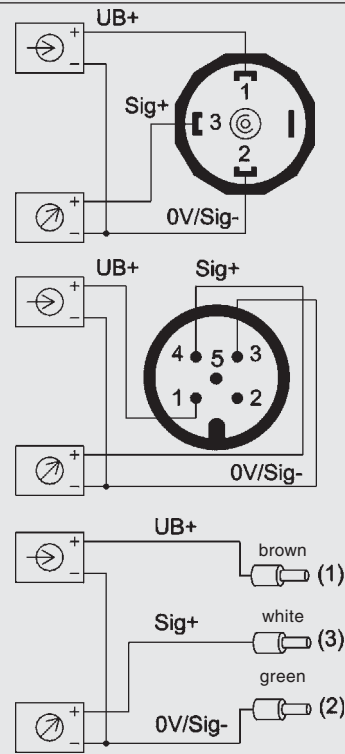
M12x1 Circular connector
5 pin

Vented cable with free ends

2-wire system



3-wire system



Legend:



power supply

load (e.g. display)

Sig+ output signal positive
UB+ power supply positive
0V power supply negative
Sig- output signal negative

Specifications and dimensions given in this data sheet represent the state of engineering at the time of printing.
Modifications may take place and materials specified may be replaced by others without prior notice.



WIKA Instrument Corporation
1000 Wiegand Boulevard
Lawrenceville, Georgia 30043-5868
Tel: 770-513-8200 Fax: 77-338-5118
wika.com e-mail: info@wika.com

DESCRIPTION

Designed for production of windsurf boards, surfing boards and any transparent top-coating laminate by wet lay-up methods.

PROPERTIES

- Very low viscosity
- U.V. resistance
- High transparency
- Fast curing

PHYSICAL PROPERTIES

Composition		RESIN	HARDENER	MIXING
Mix ratio by weight Mix ratio by volume at 25°C		100	40	
Aspect		liquid	liquid	liquid
Colour		transparent blue	colourless	transparent blue
Viscosity at 25°C (mPa.s)	BROOKFIELD LVT	1,800	35	500
Specific gravity at 25°C Specific gravity of cured product at 23°C	ISO 1675 : 1985 ISO 2781 : 1996	1.16 -	0.98 -	- 1.15
Pot life at 25°C on 500 g (min) - without accelerateur - with 5 phr ACCELERATOR EPOLAM 2020*	Gel Timer TECAM			28 11

* For top-coating RSF 816 resin can be accelerated by adding EPOLAM 2020 accelerator : Use 5 phr of EPOLAM 2020 accelerator (5 g of EPOLAM 2020 accelerator in 140 g of mixed resin and hardener)

MECHANICAL AND THERMAL PROPERTIES at 23°C (1)

Flexural modulus	ISO 178 :2001	MPa	3,200
Flexural strength	ISO 178 :2001	MPa	115
Tensile strength	ISO 527 :1993	MPa	60
Elongation at break	ISO 527 :1993	%	5
Impact strength (CHARPY) Unnotched specimens	ISO 179/1eU :1994	kJ/m ²	15
Hardness	ISO 868 :2003	Shore D1/ D15	82
Glass temperature transition (T _g) Curing - 16hr at 23°C + 16hr at 40°C - 16hr at 23°C + 16hr at 80°C	ISO 11359 : 2002	°C	60 75
Demolding time @ 23°C on laminate (5 plies / glass fabric 290 g/m ²)	-	hr	16

(1) : Average values obtained on standard specimens / Curing 16 hr at 23°C + 16hr at 40°C

HANDLING PRECAUTIONS

Normal health and safety precautions should be observed when handling these products :

Ensure good ventilation

Wear gloves, safety glasses and waterproof clothes.

For further information, please consult the product safety data sheet.

STORAGE CONDITIONS

*Shelf life is 6 months in a dry place and in original unopened containers at a temperature between 15 and 25°C.
Any open can must be tightly closed under dry nitrogen blanket.*

PACKAGING

RESIN	HARDENER
1 x 1 kg	1 x 0.4 kg
6 x 1 kg	6 x 0.4 kg
1 x 3.5 kg	1 x 1.4 kg
1 x 200 kg	1 x 18 kg
1 x 2,000 kg	

GUARANTEE

The information of our technical data sheet are based on our present knowledge and the result of tests conducted under precise conditions. It is the responsibility of the user to determine the suitability of AXSON products, under their own conditions before commencing with the proposed application. AXSON refuse any guarantee about the compatibility of a product with any particular application. AXSON disclaim all responsibility for damage from any incident which results from the use of these products. The guarantee conditions are regulated by our general sale conditions.

GRÚAS

MODELO	POSICIÓN (kg)		
	1	2	3
FC-5A	500	400	325
FC-10A/NC-10A	1000	800	700
NC-15A	1500	1250	1150
FC-20A/NC-20A	2000	1750	1650
NC-30	3000	2500	2300



El brazo extensible cambia de posición con un simple toque de muñeca. Con asa y ventanas de guía de posición.

FC: PLEGABLES

NC: DESMONTABLES

Todos los modelos llevan ruedas de poliantrid que facilitan la maniobrabilidad, no dañan el suelo del garaje, no se oxidan y son silenciosas. Su brazo elevador extensible, las ruedas giratorias y el gancho de seguridad pivotante facilitan el acceso a la carga y su maniobrabilidad.



Hidráulico giratorio. El muelle del émbolo de bomba agilita el accionamiento.



Los modelos FC apenas ocupan espacio, se plegan muy rápidamente y son muy cómodas de transportar gracias a sus ruedas auxiliares fijas.



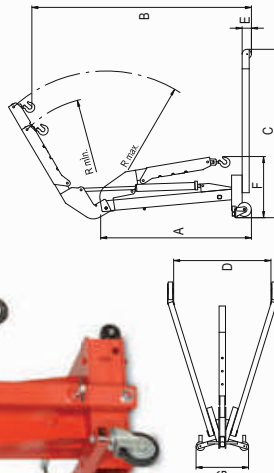
Los modelos FC-5A, FC-10A y NC-10A con patas de 80 mm para uso en espacios de poca altura.



Palanca "Hombre muerto" que permite un control extremadamente preciso del descenso.



El modelo de 3t, NC-30, está dotado de una doble bomba.



Capacidad (kg)	500		1000		2000	
Medidas (mm)						
A	1400	1675	1720			
B	2080	2415	2500			
C	1500	1695	1900			
D	820	935	1035			
E	80	80	80			
R mínimo	1050	1260	1275			
R máximo	1250	1550	1570			
F	465	545	635			
G	450	450	570			
Peso (kg)	97	121	173			
Referencias	FC-5A	FC-10A	FC-20A			

Válvula de control de descenso LCS. Funcionan por principio "Hombre muerto". Válvula de seguridad. Limitador hidráulico de recorrido.



A-5298
Equilibrador de carga.
Opcional

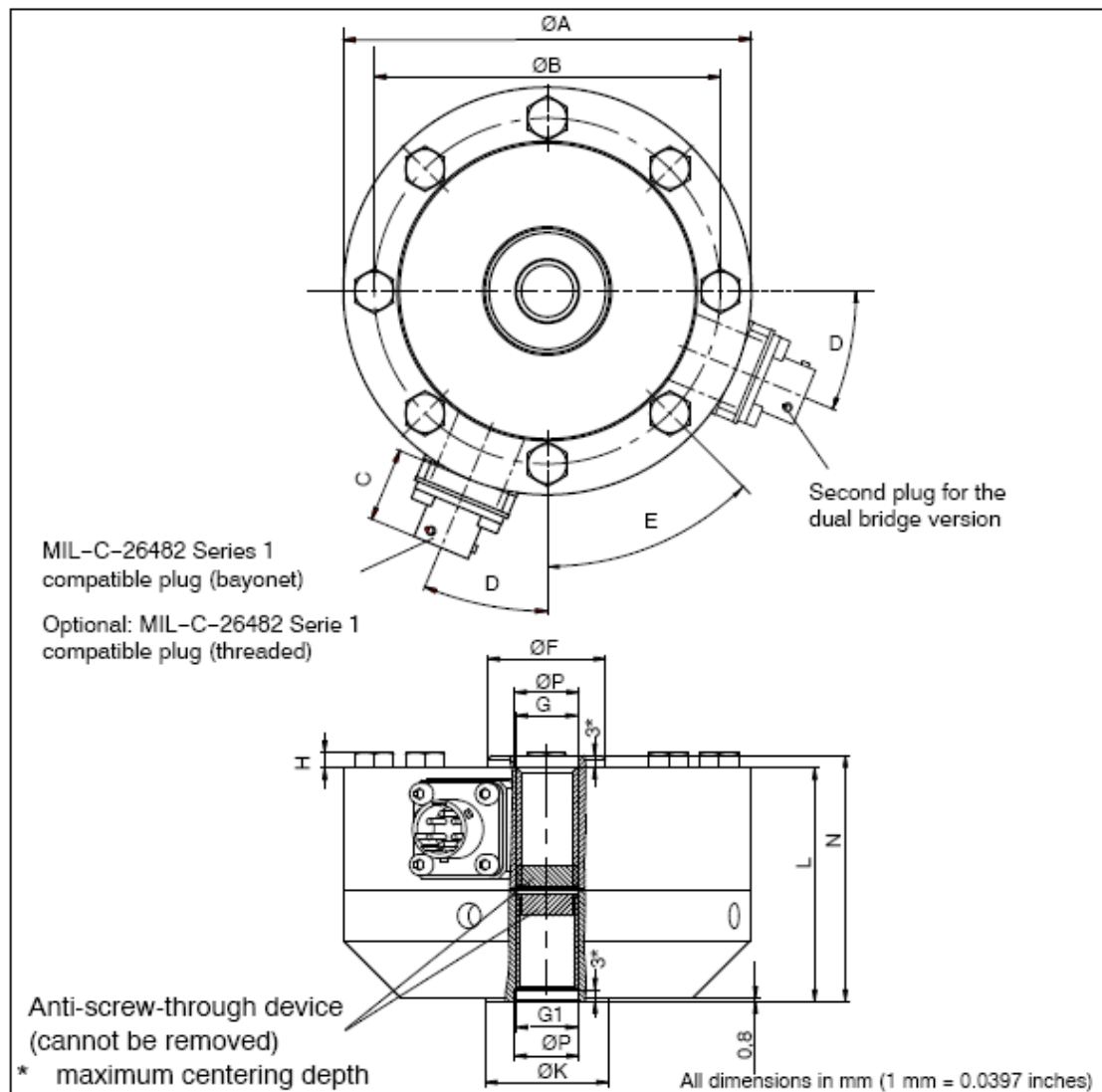


AB-300
Pinza alzabidones (ver pág. 41)
Opcional



ESPECIFICACIONS CÈL.LULA DE CÀRREGA MÀQUINA DE TRACCIÓ

9.1 Dimensions of the U10M with adapter

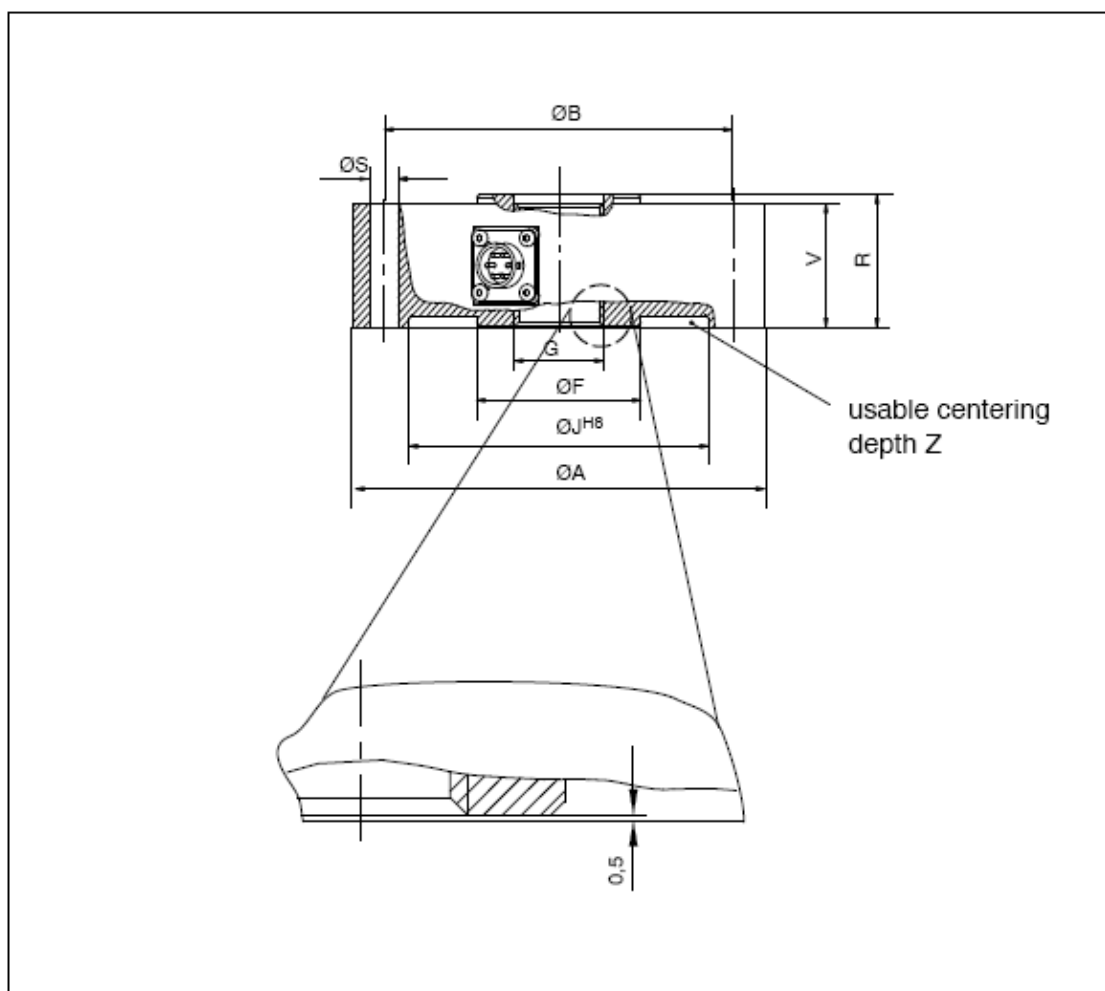


Nominal force	OA	OB	C	D	E	OF	G	
up to 25 kN	104.8	88.9	19	22.5°	45°	30.4 ¹⁾	M16x2-4H 28.4 deep	
50 to 125 kN	153.9	130.3	13.5	15°	30°	61.2 ²⁾	M33x2-4H 35.6 deep	
250 kN	203.2	165.1	13.5	11.25°	22.5°	95.5	M42x2-4H 54.6 deep	
500 kN	279	229	13.5	11.25°	22.5°	122.2	M72x2-4H 82.6 deep	
Nominal force	G1			H	OK	L	N	OP ^{H8}
up to 25 kN	M16x2-4H 22.1 deep			4	31.8	60.3	63.5	16.5
50 to 125 kN	M33x2-4H 35.6 deep			6.4	57.2	85.9	89	33.5
250 kN	M42x2-4H 44.5 deep			7.5	76.2	108	114.3	43
500 kN	M72x2-4H 69.8 deep			10	114	152.4	165.1	73

¹⁾ 12.5 kN and 25 kN: 31.5

²⁾ 125 kN: 67.3

9.2 Dimensions of the U10M without adapter



Nominal force (kN)	$\varnothing A$	$\varnothing B$	$\varnothing S$	$\varnothing F$	$\varnothing J^{H8}$	G	V	R	Z
1.25	104.8	88.9	6.8	30.4	78	M16x2-4H	31.7	34.9	2.5
2.5				30.4					
5				30.4					
12.5				31.5					
25				31.5					
50	153.9	130.3	10.4	61.2	111.5	M33x2-4H	41.4	44.5	2.5
125				67.3					
250	203.2	165.1	13.5	95.5	143	M72x2-4H	57.2	63.5	3.5
500	279	229	16.8	122.2	175	M72x2-4H	76.2	88.9	6



CRE

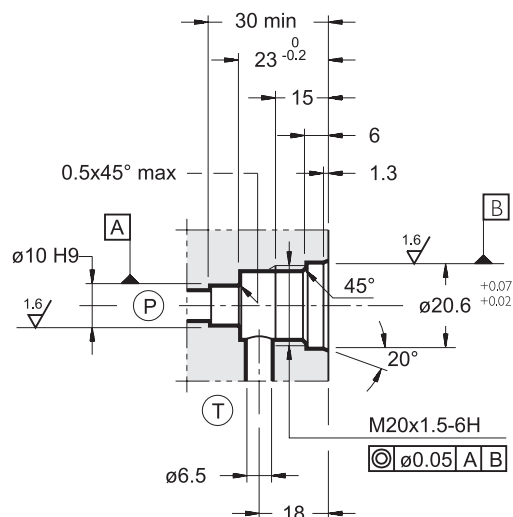
**VALVULA REGULADORA DE
PRESION DE ACCION DIRECTA
CON MANDO ELECTRICO
PROPORCIONAL
SERIE 11**

TIPO CARTUCHO

p máx **350** bar

Q máx 3 l/min

DIMENSIONES DEL ALOJAMIENTO: D-10A

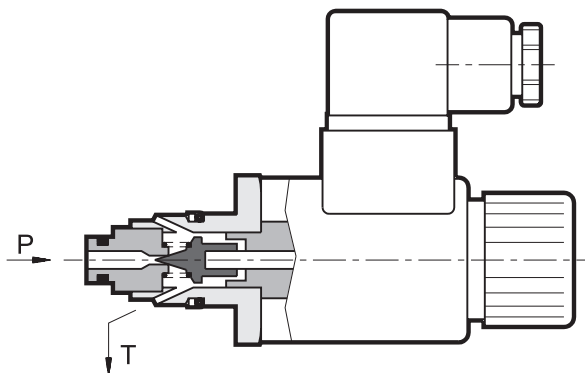


NOTA: Prever asiento para eventual estrangulador en el conducto de descarga T

PRESTACIONES (medidas con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50°C y con válvula gobernada por la unidad electrónica de mando tipo UEIK-11)

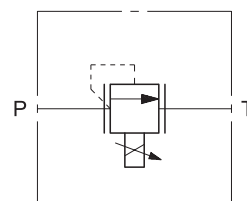
Presión máxima de uso:	– conducto P – conducto T	bar bar	350 2
Presión mínima regulable	ver diagrama Δp -Q		
Caudal nominal		l/min.	1
Caudal máximo		l/min.	3
Tiempos de respuesta	ver párrafo 5		
Histéresis	% de p nom	< 5%	
Repetibilidad	% de p nom	< $\pm 2\%$	
Características eléctricas	ver párrafo 4		
Campo temperatura ambiente	°C	–10 ÷ +50	
Campo temperatura fluido	°C	–20 ÷ +70	
Campo viscosidad fluido	cSt	13 ÷ 380	
Filtrado aconsejado	μm absolutos	≤ 25	
Viscosidad recomendada	cSt	25	
Peso	kg	0,48	

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



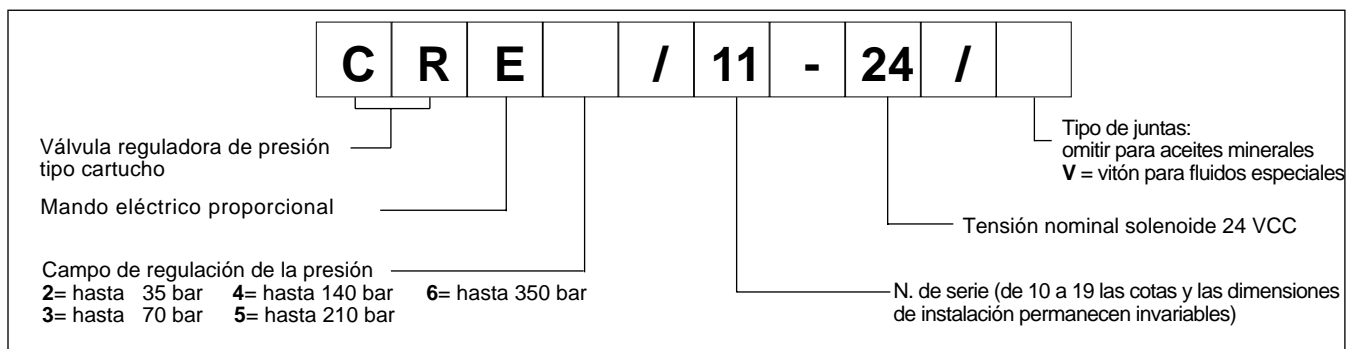
- | | |
|--|---|
| <p>— La válvula CRE es una reguladora de presión de acción directa con mando eléctrico proporcional, en versión cartucho; se puede utilizar en placas con alojamiento tipo : D-10A.</p> <p>— Es idónea como piloto para el mando remoto de válvulas reguladoras y reductoras de presión de dos estadios.</p> <p>— La presión se puede regular de modo continuo proporcionalmente a la corriente suministrada al solenoide.</p> | |
| <p>350</p> <p>2</p> | <p>— Se puede accionar directamente por medio de un alimentador de corriente controlada o bien mediante las correspondientes unidades electrónicas de mando que permiten aprovechar al máximo las prestaciones de la válvula (ver párrafo 8).</p> |
| <p>p-Q</p> | |
| <p>1</p> <p>3</p> | <p>— Se encuentra disponible en cinco campos de regulación de presión hasta 350 bar.</p> |

SIMBOLO HIDRAULICO



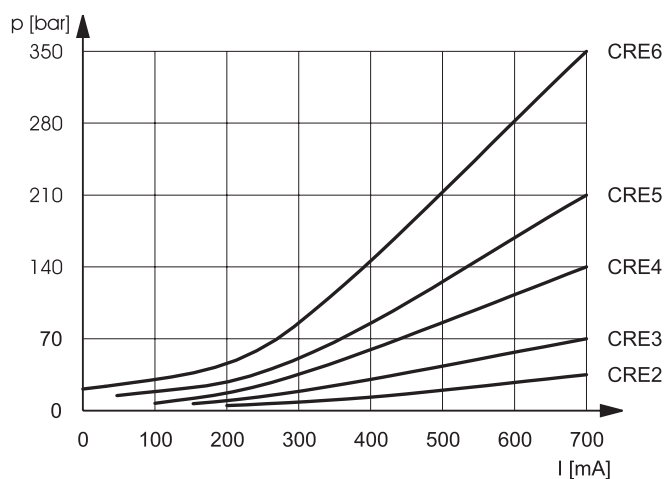


1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)

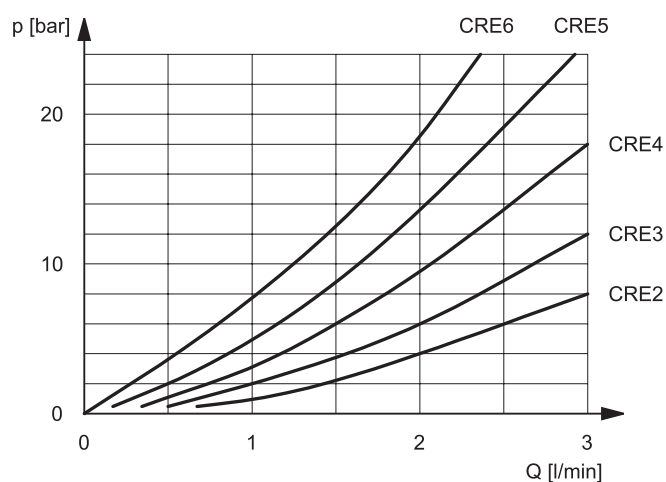
REGULACION DE PRESION $p=f(I)$



Curvas típicas de regulación según la corriente en el solenoide para campos de regulación de presión: 2-3-4-5-6, medidas con caudal en entrada $Q=1$ l/min.

Para valores de caudal mayores que 1 l/min adicionar los valores de pérdidas de carga que se refieren al campo de regulación de presión a las curvas típicas del diagrama.

PERDIDAS DE CARGA $\Delta p-Q$





3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos.

Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.

El empleo del fluido con temperatura superior a 70°C adelanta el deterioro de la calidad del fluido y de las juntas.

El fluido debe mantener intactas sus propiedades físicas y químicas.

4 - CARACTERISTICAS ELECTRICAS

Electroimán proporcional

El electroimán proporcional está compuesto por dos partes separables: tubo y bobina.

El tubo está atornillado en la válvula y contiene la aguja móvil que, gracias a sus propiedades, permite minimizar las fricciones de deslizamiento y reducir la histéresis.

La bobina está montada en el tubo con una rosca de bloqueo y puede girar 360° según el espacio disponible.

TENSION NOMINAL	VCC	20
RESISTENCIA (a 20°C)	Ω	18,5
CORRIENTE nominal máxima	A	0,7 0,82
DURACION DE LA INSERCIÓN	100%	
COMPATIBILIDAD ELECTROMAGNETICA (EMC) - EMISIONES EN 50081-1 - INMUNIDAD EN 50082-2	in conformidad con las normas 89/336/CEE	
PROTECCION CONTRA LOS AGENTES ATMOSFERICOS (normas IEC 144)	IP 65	

5 - TIEMPOS DE RESPUESTA (obtenidos con aceite mineral de viscosidad 36 cSt a 50°C y con válvula gobernada por la unidad electrónica de mando tipo UEIK-11)

El tiempo de respuesta es el atraso con el que la válvula alcanza el 90% del valor de presión seleccionado como consecuencia de la variación escalón de la señal de mando.

En la tabla figuran los tiempos de respuesta medidos con válvula calibre 140 bar y con caudal en entrada de Q= 2 l/min.

VARIACION DE LA SENAL DE MANDO	0 → 100%	100% → 0	25 → 75%	75 → 25%
Tiempo de respuesta [ms]	80	40	50	30

6 - INSTALACION

La válvula CRE puede instalarse en cualquiera posición sin comprometer su funcionamiento.

Asegurarse de que el circuito hidráulico no contenga aire.

La vía T de la válvula debe conectarse directamente al depósito.

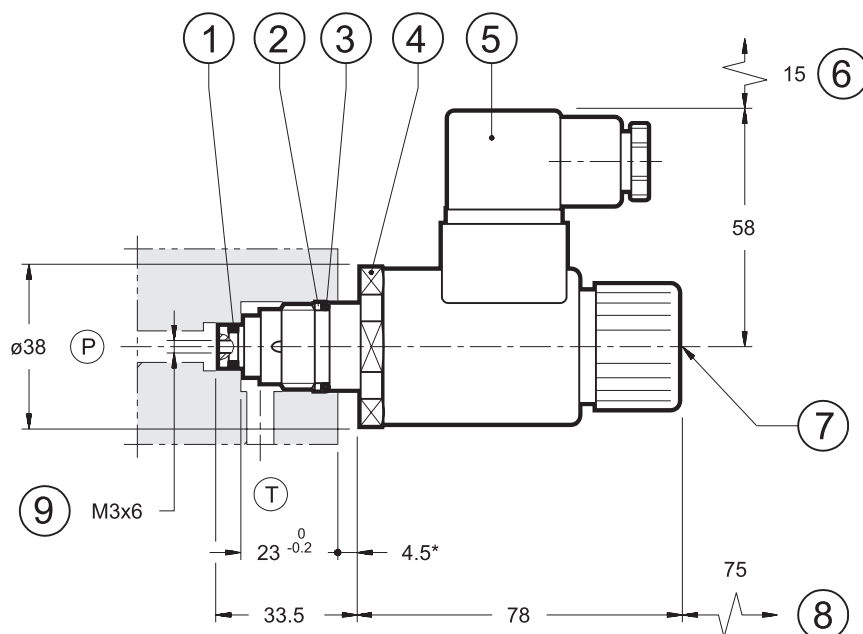
Cualquier contrapresión en la línea T se suma al valor de tarado de presión.

La máxima contrapresión admitida en la línea T en condiciones de funcionamiento es de 2 bar.

ANNEX A: MÀQUINA DE TRACCIÓ “HIDRÀULICA”		45
A.1. Càlculs biga birecolzada UPN120	3.3 i 3.4	45
A.2. Càlculs columna UPN140	1.1	47
A.3. Càlculs biga superior	1.6 i 1.7	52
A.4. Càlculs platina desmuntable	1.8	55
A.5. Càlculs recolzament massís de càrrega	1.5	58
A.6. Càlculs platina subjecció cilindres	3.1	60
A.7. Càlculs platina subjecció barra	3.2	65
ANNEX B: MÀQUINA DE TRACCIÓ “PALANCA”		70
B.1. Càlculs Palanca HEB160	7	70
B.2. Càlculs eix recolzament	13.2	72
B.3. Càlculs tirant de tracció	11	74
B.4. Càlculs biga superior	12	77
ANNEX C: MÀQUINA DE COMPRESSIÓ DIFERIDA		80
C.1. Càlculs barra roscada i femelles	3,12 i 13	80
C.2. Càlculs platina inferior	2	84
C.3. Càlculs platina superior	7	89
ANNEX D: ASSAIG A FLEXIÓ DIFERIDA		92
D.1. Càlculs recolzaments biga	2	92
D.2. Càlculs columna IPN160	1.2	94
ANNEX E: CÀLCULS HIDRÀULICS		97
E.1. Dimensionament cilindres tracció		97
E.2. Dimensionament cilindre compressió		104
E.3. Solució alternativa Tàndem (Visita UPC)		104
E.4. Disseny cilindre compressió Ø300	1	109
E.5. Circuit hidràulic		110
ANNEX F: Anclatges barra FRP		115
ANNEX G: Disseny efecte palanca		119
ANNEX H: Fitxes tècniques		121
H.1. Transductors de pressió		
H.1. Resina Epoxi		
H.2. Grua laboratori		
H.3. Cèl·lula de càrrega		
H.4. Vàlvula proporcional de control de pressió		
ANNEX I: Bibliografia		134



7 - MEDIDAS PARA LA INSTALACION



dimensiones en mm

1	OR tipo 2025
2	PARBAK tipo 8-017
3	OR tipo 2068
4	Hexágono: llave 36, par torsor 45 ÷ 50 Nm
5	Conector eléctrico DIN 43650
6	Espacio para la extracción del conector
7	Mando manual de emergencia
8	Espacio para la remoción de la bobina
9	Asiento para eventual reductor calibrado

* La cota 4,5 mm puede reducirse a 0,5 mm aumentando de 4 mm las cotas axiales del alojamiento unificado D-10A.

8 - UNIDADES ELECTRONICAS DE MANDO

EPC-110	montaje mediante conector	(ver cat. 89 110)
EPA-M110	montaje en guías	DIN EN 50022 (ver cat. 89 220)
UEIK-11	formato Eurocard	(ver cat. 89 300)



DUPLOMATIC OLEODINAMICA SpA
20025 LEGNANO (MI) - P.le Bozzi, 1 / Via Edison
Tel. 0331/472111-472236 - Fax 0331/548328

ANNEX I: Bibliografia

- [1] Hesham Diab, Zhishen Wu, G. Article “A linear viscoelàstic model for interfacial long-term behavior of FRP-concrete interface”; Ibaraky University.
- [2] Mazzotti Saboia, G. Long term properties of bond between concrete and FRP.
- [3] Shigley Joseph & Mischke Charles, A, B i C. Dissenyo en ingenieria mecànica (sexta edicion);Figuta E-15-2
- [4] Jesús Félez i M^a Luisa Martínez. Dibujo industrial
- [5] Eugeni València Leonardo, E. Circuitos con válvulas proporcionales
- [6] Antonio R. Marí Bernat i Francisco López Almansa. Estudio experimental del comportamiento de vigas de hormigón armado descimbradas a tempranas edades. UPC